

256

3

33.

26

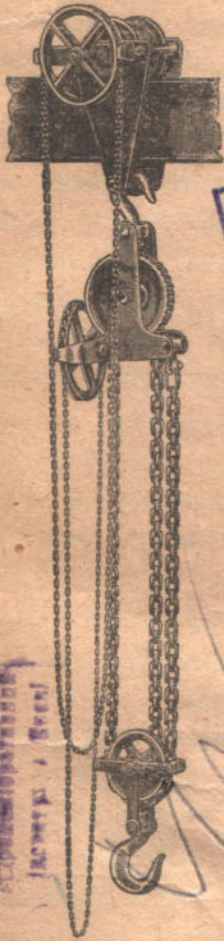
КНИГА
ЧИТАЛЬНОГО
ЗАЛА.

Проверено

621.84

92-42
H-45

Грузоподъемные машины



проверено
1966 г.

Проф. Л. Г. Кифер.

проверено 1966 г.

РУКОВОДСТВО

для студентов высших технических школ,
учеников средних технических и промыш-
ленных училищ, а также пособие при про-
ектировании для техников и инженеров.

2-ое издание.

Том I.

Выполнено по заказу Госиздата издательством „Книжная помощь”.
Москва, 1922.





Предисловие к 2-му изданию.

Предлагаемый труд, первый том которого в настоящее время выпускается вторым изданием, написан в предположении, что он будет служить основным курсом для студентов высших технических учебных заведений и учащихся средних технических училищ и руководством при проектировании несложных подъемных и транспортирующих машин и устройств для студентов, техников и инженеров.

По первоначальному плану весь материал курса должен был (распределиться в 3-х выпусках: 1-ый—элементы грузоподъемных машин и простые машины, 2-ой—краны и 3-й—подъемники и транспортирующие устройства. Первый выпуск был напечатан в 1910 году, а четыре первые листа второго выпуска были напечатаны в 1914 году; начавшаяся война остановила дальнейшее печатание второго выпуска, а затем быстрый подъем цен и начавшаяся революция не позволили возобновить прерванную работу. Поэтому в настоящее время при издании курса Госиздатом вторым изданием оказалось более удобным поместить в настоящем первом томе его весь тот материал, который был напечатан в свое время и давно уже распродан. Материал для 2-го тома курса (*краны—продолжение, подъемники и транспортирующие приспособления*) находится в стадии разработки, и если обстоятельства окажутся благоприятными, то к печатанию его можно будет приступить в самом недалеком будущем.

При печатании этого труда вторым изданием тщательно пересмотрен весь имевшийся материал, произведены необходимые исправления и дополнения, и кроме того вновь написаны главы 27-ая, 52-ая и 55-ая. Первая—*„о нагревании тормазов“*—соответственно современным запросам техники, а последние две, во изменение первоначального плана издания,—для того чтобы придать напечатанному в этом томе отделу о кранах более законченный вид.

Атлас чертежей к настоящему курсу во 2-м его издании по современным условиям печатания является точным воспроизведением первого издания без каких-либо изменений, если не считать исправления некоторых незначительных опечаток и ошибок в чертежах.

Москва, 5 апреля 1922 г.

Л. Кифер.

Предисловие к 3-му изданию

Предисловие к 3-му изданию. В этом издании внесены изменения, касающиеся в основном терминологии, а также некоторых данных, относящихся к истории вопроса. В частности, в предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса.

В предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса. В частности, в предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса. В частности, в предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса.

В предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса. В частности, в предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса. В частности, в предисловии к 3-му изданию даны ссылки на работы, опубликованные в последние годы, которые содержат новые данные, касающиеся истории вопроса.

Москва, 5 апреля 1933 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

Введение	Стр. 1
--------------------	-----------

Ч А С Т Ь I.

Элементы грузоподъемных машин.

1. Схема механизма	24
------------------------------	----

А. Цепи и канаты.

2. Обыкновенная сварная цепь	25
3. Шарнирная цепь или цепь Галля	35
4. Американская или крючковая цепь	37
5. Пеньковые канаты	38
6. Проволочные канаты	41

Б. Детали, принимающие на себя цепи и канаты.

7. Направляющие блоки для канатов и простых цепей	52
8. Блоки, передающие работу для пеньковых канатов и калиброванных цепей	56
9. Зубчатые блоки для цепи Галля	60
10. Барабаны для канатов и простых цепей	63
11. Фрикционные барабаны	69

В. Детали для захватывания поднимаемых предметов и прикрепления их к грузовым канату и цепи.

12. Крюки	71
13. Электромагниты	82
14. Весы для взвешивания поднимаемых грузов	85

Г. Рукоятки.

15. Рукоятки и тяговые колеса	86
---	----

Д. Храповики и тормазы.

16. Храповые колеса или храповики	90
17. О тормазых вообще	95

I. Тормаза управляемые.

18. Тормаз с колодками	107
19. Ленточные тормазы	109
20. Комбинированный тормаз	110
21. Тормазы с храповиком	112
22. Безопасные рукоятки	113
а. Рукоятка Дуисбургского завода (Bechem u. Keetman)	114
б. " Беккера	—
в. " Вейдмана	116
г. " Больцани	—

II. Тормаза автоматические.

23. Характер действия автоматических тормазов	117
24. Скоростной тормаз Беккера	119
25. Замыкающиеся тормазы, неразмыкающиеся при опускании груза	123
а. Тормаз Беккера	—
б. " Людера	—
в. " Больцани	124
26. Замыкающиеся тормазы, размыкаемые при опускании груза	125
а. Тормаз Мора	—
б. " Вестона	126
в. " Бенратского завода	—
27. Нагревание тормазов во время работы	127

ЧАСТЬ II.

Простые грузоподъемные машины.

8. Коэфф-т полезного действия машины	15
--	----

А. Блоки и полиспасты.

29. Жесткость цепей и канатов	138
30. неподвижный или направляющий блок	140
31. Подвижные блоки	141
а. Подвижной блок для выигрыша в силе	142
б. " " " " скорости	143
32. Полиспасты	144
а. Кратные полиспасты для выигрыша в силе	145
б. " " " " скорости	146

в. Потенциальные полиспасты	148
г. Конструкция частей полиспастов	150
33. Дифференциальный блок Вестона	152

Б. Домкраты.

34. Реечные домкраты	156
35. Винтовые домкраты	158
36. Гидравлические домкраты	161

В. Ворота.

37. Общее описание воротов	165
38. Коэфф-т полезного действия механизма ворота	173
а. Коэфф-т п. д. барабана или звездочки	—
б. " " " передачи ворота	—
в. " " " вала рукоятки	176
39. Расчет и конструкция частей ворота	—
а. Передаточное число вновь строящегося ворота	177
б. Схема механизма ворота	178
в. Расчет и конструкция частей ворота	180
г. Выбор гибкого элемента (каната или цепи) для ворота	184
40. Ворота-блоки	186
41. Ворота с вертикальным барабаном	192

П Р И Л О Ж Е Н И Я.

1. Некоторые указания об осмотре и испытании грузоподъемных машин	197
2. Таблица размеров стальных крюков	204
3. Таблицы стальных канатов Моск. Металл. Завод.	205

Ч А С Т Ь III.

Краны.

1. Кранах вообще	209
----------------------------	-----

А. Общие данные для расчета кранов.

1. Типичность кранов	210
2. Внутреннее усилие фермы крана	215
3. Формулы для кранов	221
4. Конструкция фермы кранов	238

Б. Краны с внешней верхней опорой.

47. Общее описание кранов с внешней верхней опорой	236
48. Ферма крана с поперечиной и укосиной	243
49. Ферма крана с поперечиной и тягой	247
50. Ферма крана с укосиной и тягой	251
51. Опоры кранов	252
52. Механизм для передвижения тележки	258

В. Краны без внешней верхней опоры.

53. Общее описание кранов на колонке	263
54. Расчет и конструкция некоторых деталей кранов на колонне	267
55. Механизм для вращения крана на колонне	281

ВВЕДЕНИЕ.

Предмет курса построения грузоподъемных машин обнимает собою изучение конструкций и теории построения машин, назначение которых перемещать грузы, причем, как указывает самое название этих машин — грузоподъемные (*Hebezeuge; Appareils de levage; Hoisting machinery*), главной целью производимого ими перемещения является подъем груза или вообще перемещение груза в вертикальном направлении. Перемещение груза в горизонтальном направлении при этом может и не быть, если же оно посредством машины и осуществляется, то лишь на сравнительно весьма ограниченном протяжении; таким образом, паровоз, пароход или автомобиль, предназначенные, главным образом, для перемещения грузов на *значительных* расстояния в горизонтальном направлении не будут входить в настоящий курс, хотя при помощи их возможно переместить грузы также и в вертикальном направлении. Следует однако тут же указать, что строгое ограничение машин, которые должны или могли бы подойти под понятие машин грузоподъемных в настоящее время трудно сделать, ибо успехи техники последних лет заставляют значительно расширить указанную выше рамку; канатные воздушные дороги, напр., или вагоны для перевозки сыпучих грузов, с автоматически открывающимся дном для быстрой выгрузки содержимого в них сыпучего груза — угля, руды, земли — иногда описываются в курсах „Дороги“ и „Подвижной состав“, а иногда, в виде особой главы машин *транспортирующих*, составляют часть общего курса грузоподъемных машин¹⁾.

Таких исключений сравнительно немного, и потому мы сохраним данное выше определение грузоподъемных машин, как машин, служащих, главным образом, для перемещения различных грузов и тяжестей в вертикальном направлении, так как оно наиболее точно определяет те машины, о которых нам придется говорить.

Изучению отдельных курсов машиностроения обыкновенно предпосылаются курсы механики и теории механизмов, сопротивление материалов и деталей машин. Первые два курса помогают нам сообразить все движения, которые совершает каждый элемент машины и подсчитать те силы, которые он должен передать; в курсе сопротивления материалов сообщаются сведения, необходимые для определения *формы и прочностных размеров* каждой отдельной части машины, а при изучении курса построения деталей машин мы впервые узнаем, что при построении частей машины, помимо требований прочности, имеется еще целый ряд практических условий — *выбор материала, способы изготовления детали, удобства сборки, долговечность, вес детали, ее стоимость* и пр., которым в известной мере желательно удовлетворить.

¹⁾ Обращаем внимание на различие, которое в настоящем курсе проведено между терминами *грузоподъемные машины* и *подъемные машины*. Первым термином названы все машины, поднимающие грузы, в отличие их, напр., от станка, паровой машины и т. д., в то время, как название *подъемные машины* или *подъемники* (*Aufzug, Ascenseur, Lift*) отнесено только к определенной группе грузоподъемных машин, которые поднимают грузы в клетках или тележках, движущихся в неподвижных направляющих.

Для начинающего изучать машиностроение эта необходимость примирить, или, лучше сказать, сочетать в одно гармоническое целое результаты теоретического расчета с часто весьма неопределенными условиями и требованиями практики — с местными условиями, с личными взглядами того или иного лица, вообще с данными, редко поддающимися ясному учету, — представляет большие затруднения. В этом именно отношении курс грузоподъемных машин может служить как бы введением в общее машиностроение, так как в грузоподъемных машинах наиболее ясно и определенно можно проследить как все движения, так и постепенную передачу силы от одной части механизма к другой; почти для каждой части может быть произведен аналитический подсчет необходимых размеров, а затем, и это самое главное, в этих именно машинах начинающему сравнительно легче разобраться в тех практических условиях и требованиях, с которыми здесь приходится считаться. Вот причины, почему почти всегда курс построения грузоподъемных машин в ряду других отделов общего машиностроения является одним из первых.

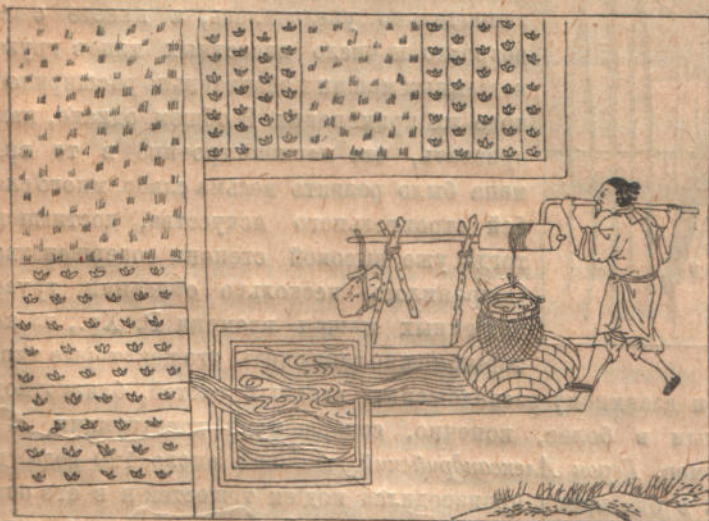
Начало применения человеком грузоподъемных машин теряется в глубокой древности, и трудно надеяться, чтобы удалось пролить много света на первые попытки сознательного построения и применения этих машин человеком. Работы по исследованию древностей пока не дали достаточных данных, чтобы можно было по этому поводу делать какие-либо определенные заключения. Мы, например, имеем основания догадываться, что египтяне, наиболее развитой народ древнего мира, еще задолго до Р. Хр. имели понятие о различных приспособлениях и машинах, и, между прочим, из средств для перемещения и подъема тяжестей, о *рычаге, наклонной плоскости, о катках, блоках и воротах*, но у нас нет никаких сведений о том, когда, в каком порядке были изобретены эти приспособления, какова, хотя бы приблизительно, была их конструкция, и как ими пользовались. Последний вопрос для нас, техников, приобретает особенно большое значение, если обратить внимание, как на те громадные сооружения — пирамиды, обелиски, храмы, изображение богов, сфинксы и проч. — которые древние народы средней Индии, Ассирия и Египта оставили после себя, так и на размеры и вес отдельных камней, из которых эти сооружения были построены. Так, например, самая большая пирамида Хеопса (построенная около 2 200 лет до Р. Хр.) высотой до 147 метров, сложена из отдельных камней, размерами до $9,15 \times 2 \times 2$ метр., весом до 90 tn. Высеченные из целого камня колонны храма „Бога Ра“ или солнца в Гелиополисе, из которых некоторые сохранились до настоящего времени, были высотой до 18,3 метр. (с пьедесталом до 23 метр.) при диаметре их внизу до 2,2 метр.; некоторые камни, употребленные на постройку этого храма, имели размеры до $18,3 \times 3,66 \times 2,75$ метр. и весили, по самому скромному расчету, не менее 360 tn (около 21 000 пудов). Несомненно, что доставка столь огромных грузов из каменоломен на место постройки и затем подъем их здесь на соответствующую высоту, и при том на высоту иногда весьма значительную, могли быть выполнены лишь при наличии основательных познаний в механике и строгельном деле; к сожалению, однако, как уже сказано выше, мы об этом имеем самые сбивчивые сведения.

Некоторое понятие о том, как в древности совершали подъем *н е з н а ч и т е л ь н ы х* грузов могут дать помещенные здесь два рисунка, которые заимствованы из самой древней из известных в настоящее время китайских книг, трактующих о технических вопросах (книга написана слишком за 2 200 лет до Р. Хр.). На черт. 1 китаец из колодца черпает воду при помощи „журавля“ часто употребляемого в наших деревнях для этой же цели, а на черт. 2 вместо журавля для той же цели применен *ворот*. Не лишено интереса, что приведенный здесь рисунок дает нам самое древнее из известных по сие время изображений ворота; все другие рисунки древних воротов принадлежат значительно более позднему времени и по своей конструкции далеко уже не так примитивны.

О способе *транспортирования* в древности больших грузов сохранились некоторые рисунки, изображений же, поясняющих как в то время совершали *подъем* больших грузов, мы к сожалению не имеем. Совершенно случайно одному лицу, не чуждому интересов техники, несколько лет тому назад в Пекине удалось наблюдать работу китайцев по *подъему* на высоту около 1,5 мт и установке на место двух мраморных массивов под памятники, весом свыше 6 тп каждый; вся работа совершена исключительно при посредстве рычагов и канатов и весьма рельефно показывает, как можно, пользуясь даже очень примитивными средствами, поднимать довольно большие и тяжелые предметы. По черт. 3, нарисованному художником, — китайцем, легко проследить весь ход работы.



Черт. 1.



Черт. 2.

Поднимаемый камень во время всего процесса *подъема* висит на толстом канате *В*, перекинутом сначала через балку *С*, затем обвитом вокруг второй балки *Д*, а далее уже натягиваемом несколькими рабочими; самый *подъем* камня совершается при помощи второго, более тонкого каната *Н*, рычага *А* тягового каната *Т* с 5 концами *Е*, за которые тоже тянут несколько рабочих. В то время, когда эти последние тянут за канат *Т* и камень несколько поднимается вверх, первые рабочие слегка ослабляют свой

конец каната *В* и навивают канат *В* на балках *С* и *Д* на величину, соответствующую произведенному *подъему*. Когда один такой короткий *подъем* закончен, то натяжение канатов *Т* и *Н* ослабляют (в это время *В* туго натянут), развязывают узел *К*, передвигают его вдоль по толстому канату *В* несколько ниже, опять туго его завязывают и после этого производят второй *подъем*; — та же последовательность в работе продолжается до *подъема* камня на полную высоту. В описываемом случае в дело было употреблено 5 рычагов, размера, указанного на рисунке, рабочие были распределены по группам и все манипуляции совершались по команде, что, повидимому, художник и хотел пояснить, поместив на своем рисунке фигуру человека, размахивающего руками. На черт. 4 представлена фотография, снятая по окончании *подъема*, обошедшегося без несчастий, хотя один рычаг, помеченный на чертеже 4 цифрой 4, и лопнул во время работы. При каждом *подъеме* камень поднимался на 150—170 мм, а на *подъем* одного камня на полную высоту было потрачено 4 часа

времени. Насколько странно в настоящее время, время пара и электричества, видеть сохранившимся столь примитивный способ под'ема тяжестей, настолько же этот прием интересен; невольно задаешься вопросом: не сходным ли способом и не помощью ли по-



Черт. 3.

добных же приспособлений была совершена работа по постройке тех грандиозных сооружений древнего мира, о которых уже говорилось выше, — работа, заставляющая современного инженера отнестись с полным уважением к достойному удивления умению использовать те сравнительно немногие средства, которыми располагали строители того времени.

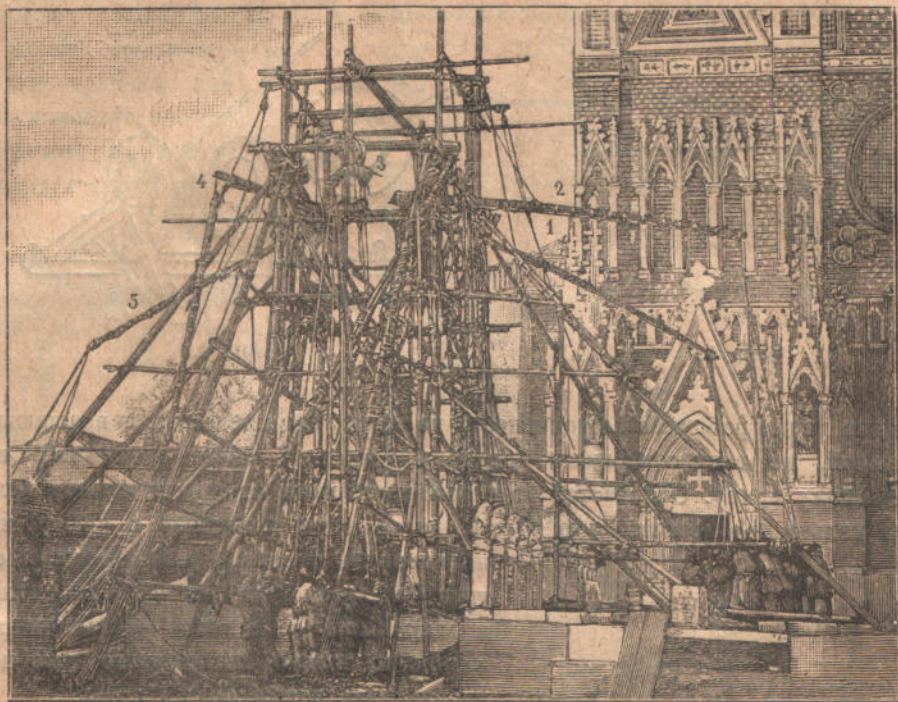
Постепенно строительные и механические познания древних восточных народов, и главным образом египтян, были усвоены греками, а позднее уже и римлянами. Последними двумя народами с своей стороны также не мало было сделано в смысле расширения этой области прикладного знания; число крупных построек, а также производств и работ, где применялись машины, значительно увеличилось, а вместе с тем возросло и число известных типов грузопод'емных машин и значительно расширилось поле их применения. В общем, однако, надо признать, что машиностроение в те времена было развито весьма слабо, много слабей строительного искусства, достигшего тогда уже высокой степени совершенства. Сохранилось несколько описаний грузопод'емных машин времени Р. Хр., из которых можно заключить, что некоторые типы

этих машин, по своей идее и взаимному расположению главных частей, близко подходят к машинам, применяемым в более, конечно, совершенной конструкции, и в настоящее время. Так, например, *Герон Александрийский*, живший около 120 года до Р. Хр., подробно описал как в его время производился под'ем тяжестей и в его описаниях мы находим *катки, ворота горизонтальные и вертикальные, полиспасты, неподвижно укрепленные столбы, расчаленные канатами, с блоком наверху и наклоняющиеся столбы с таким же блоком*; последние при посредстве изменения натяжения поддерживающих их канатов можно было наклонить для того, чтобы, как сказано у *Герона*, поднять камень с земли и опустить его затем на строящуюся стену.

Столбы, неподвижно укрепленные канатами, употребляются нами и теперь сплошь и рядом для под'ема длинных предметов, например для установки железных *клепанных дымовых труб*, а столбы наклоняющиеся являются прототипом наших современных кранов с подвижной укосиной и дугою. В наклоняющемся столбе впервые осуществлено перемещение груза как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении и это, с точки зрения сокращения труда и времени, представляет уже большой шаг вперед. Другим решением этой же задачи является вращающийся кран, описание которого мы находим в сочинении *De architectura* римского инженера *Марка Витрувия (Marcus Vitruvius Pollio)*, около 16 г. до Р. Хр.). Рисунки к этому сочинению к сожалению утеряны, но на основании текста можно судить, что кран, описываемый Витрувием, не вращался на шипах, как это мы привыкли видеть теперь, а

был неподвижно укреплен на прочном деревянном диске, который можно было поворачивать на каточках в любую сторону.

За весь долгий промежуток времени от Р. Хр. до начала XIV века построение машин вообще и грузоподъемных в частности, почти не продвинулось вперед. Мы не



Черт. 4.

будем касаться здесь тех причин, которыми такое охлаждение интереса к машиностроению было обусловлено, а прямо перейдем к тому времени, — к эпохе возрождения с которого интерес к этой отрасли техники начинает усиливаться, сначала, правда, слабо, но затем все заметнее, и чтобы дать хотя-бы некоторое представление об имевшихся в то время в распоряжении инженера подъемных средствах, мы здесь приведем несколько рисунков машин этого рода.

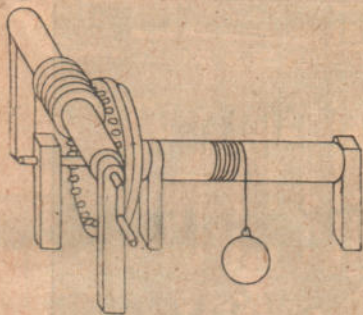
На черт. 5 и 6 представлены два горизонтальных ворота для подема тяжестей. Первый ворот снабжен червячной передачей, в которой червяк выполнен с небольшим углом наклона нарезки, для того чтобы механизм ворота под действием груза не мог вращаться сам собою в обратную сторону (в сторону падения груза). На черт. 6 ворот для той же цели снабжен храповиком *A* с собачкой. Этот второй ворот приводится в движение при помощи рукоятки особого устройства — рукоятка неподвижно соединена со вторым храповым колесом *B*, снабженным внутренними зубцами, и вместе с ним свободно вращается на валу ворота; приводя рукоятку в качательное движение, рабочий тем самым заставляет вращаться показанный на чертеже особый сердечник с собачками, который, будучи связан с валом ворота, свое вращение передает этому валу, а следовательно и сидящему на нем барабану.

На черт. 7 представлен кран весьма оригинального устройства: поперечина крана, в виде балансира с противовесом, приводится во вращение при помощи зубчатой передачи с очень большим передаточным числом; в этом кране большое колесо передачи выполняет еще роль подкоса, укрепляющего поперечину крана, испытывающую здесь значительный изгиб.

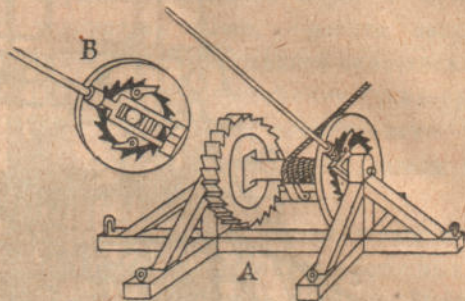
На черт. 8 мы видим вращающийся кран, подобный описанному уже раньше; новым здесь является применение колы-грузов на площадке крана, с

целью увеличить устойчивость крана, и еще возможность передвигать весь кран в горизонтальном направлении.

На черт. 9 изображен ворот для подема воды и руды из шахты, приводи-

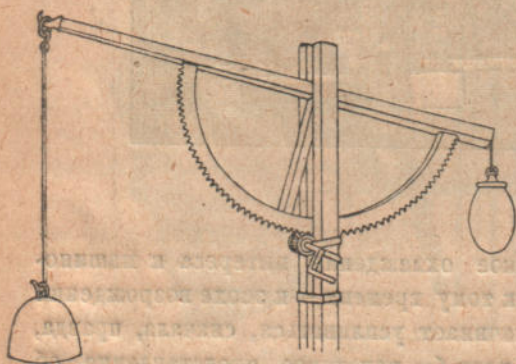


Черт. 5.



Черт. 6.

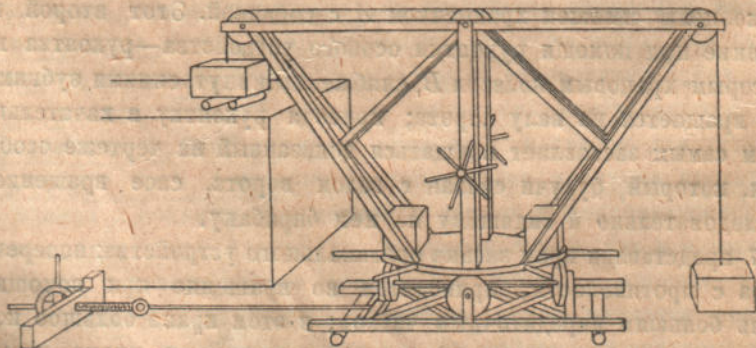
мый в движение двумя рабочими на топчаке, а на черт. 10 представлен вращающийся кран с тележкой, по типу совершенно подобный нашему теперешнему так называемому литейному крану. Отличается этот последний кран от наших кранов тем, что тележку его нельзя передвигать в то время, когда груз подвешен к крюку; чтобы передвинуть тележку, сначала надо снять груз, а затем уже переставить тележку и закрепить ее в новом желаемом положении и только после этого уже можно производить новый подъем груза.



Черт. 7.

Вышеприведенные черт. 5—8, являются воспроизведением собственноручных рисунков знаменитого художника, ученого и инженера Леонардо да Винчи (*Leonardo da Vinci*, 1452—1519); к сожалению, однако неизвестно собственные ли это его конструкции, или же им в данном случае зарисованы механизмы, бывшие в его время в

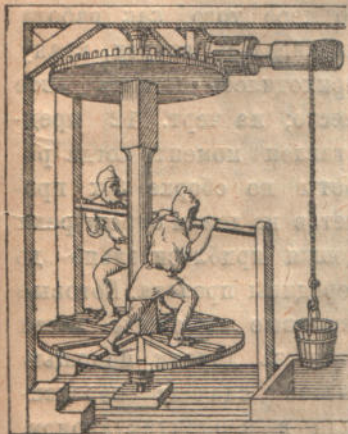
употреблении. Что касается черт. 9—10, то они заимствованы из сочинения *De re metallica libri XII* доктора и физика при дворе Морица Саксонского—Георга Бауера (известен под именем *Georgius Agricola*, 1490—1555) в котором подробно описаны



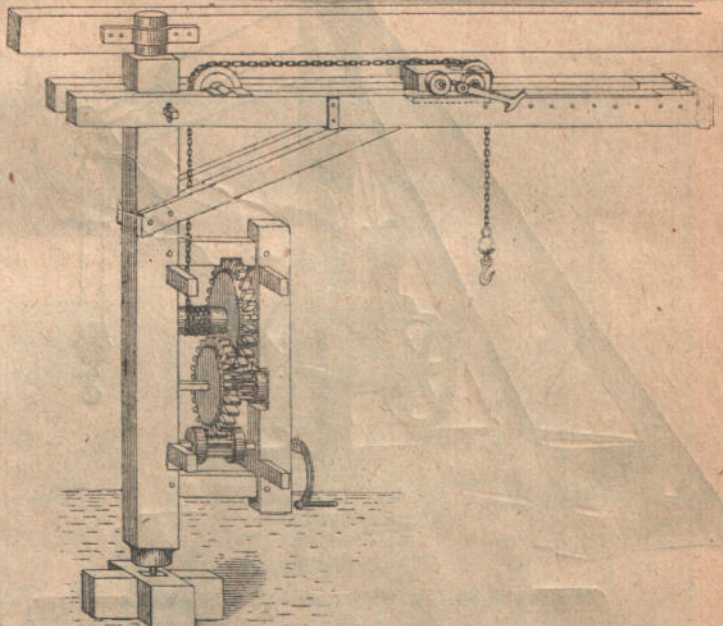
Черт. 8.

бывшие в то время в употреблении в горнозаводском деле и при металлургических процессах приемы работы, машины и приспособления.

Характерною особенностью всех вышеприведенных машин является выбор материала для их изготовления: все крупные, существенные детали машины—напр. остова, стойки ворота, шестерни и даже зубцы их—все это построено из дерева, и лишь некоторые части—цепи, оси, собачки, крюк,—выполнены из железа. Любопытно, что, несмотря на сравнительно уже высокое развитие техники, подобное отношение к железу продолжает оставаться до XVI, а местами и до конца XVII века, и лишь с этого времени дерево, как материал для построения машин, постепенно вытесняется железом. В настоящее время для построения



Черт. 9.



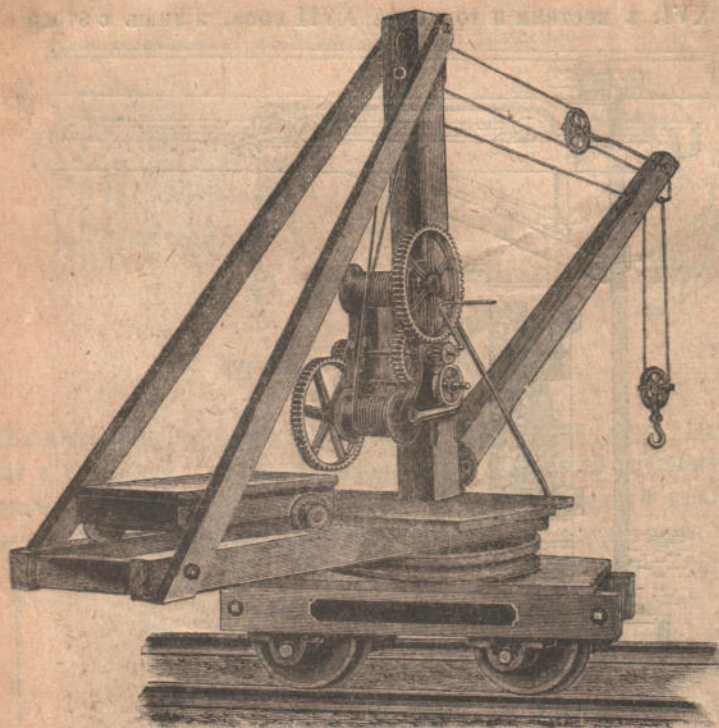
Черт. 10.

грузоподъемных машин дерево употребляется сравнительно очень редко, да и то больше для сооружений временного характера и в Америке, где оно очень дешево, и где имеется обилие весьма прочных сортов дерева. Примером американского деревянного крана довольно сложной конструкции может служить передвижной кран постройки завода *Дайтон и К°* в Нью-Йорке, изображенный на фиг. 11.

Дерево по сравнению с железом, материал менее прочный; соединение нескольких брусков дерева между собою в конструктивном отношении представляет известные трудности, а кроме того дерево весьма недолговечно—поэтому неудивительно, что оно постепенно было вытеснено железом. Скорей могло бы казаться странным, что в течение стольких веков железо могло занимать вообще подобие подчиненное положение, ибо мы знаем, что оно было известно человеку еще в глубокой древности; это, между прочим, доказываются теми железными скобами, применявшимися повидимому для соединения камней, которые были найдены внутри некоторых пирамид. Трудность обработки железа также вряд ли могла особенно влиять в этом направлении, так как мы также имеем достоверные сведения, что средневековые кузнецы умели исполнять весьма тонкие художественные работы—как-то кованые орнаменты, геральдику, цветы, панцири, стальные клинки и пр. Получающееся таким образом кажущееся противоречие однако легко объясняется сравнительною в то время дороговизною железа и невозможностью получать его в крупных кусках; достаточно сказать, что в настоящее время в конструкторе *Бессмера* в несколько минут без особого труда можно изготовить такое же количество железа, какое в то время при весьма напряженной работе, кривым способом, можно было приготовить только в неделю.

Вышеуказанные недостатки дерева, как строительного материала для построения подъемных машин, однако, не исключают возможность применения его для

построения даже весьма мощных кранов. Блистательным примером разрешения подобной задачи может служить деревянный передвижной кран, при помощи которого известным в России строителем мостов, инженером *Е. К. Кнорре* была произведена сборка всех пролетов большого железнодорожного моста через реку Енисей на Сибирской ж. д. Пролеты моста собирались на особо устроенных широких насыпях по три пролета в ряд на обоих берегах реки помощью большого деревянного передвижного крана, обхватившего сразу все три пролета. Сборка сразу трех пролетов шла параллельно и по мере того, как работа подвигалась вперед, крану приходилось менять свое место; на черт. 12 представлен момент, когда работы по сборке 3-х пролетов на левом берегу реки дошли приблизительно до середины пролета. Готовые мостовые пролеты затем один за другим помощью катков сначала передвигали в перпендикулярном направлении до оси моста, а затем по деревянным подмостям перекатывали вдоль оси моста до своего места.

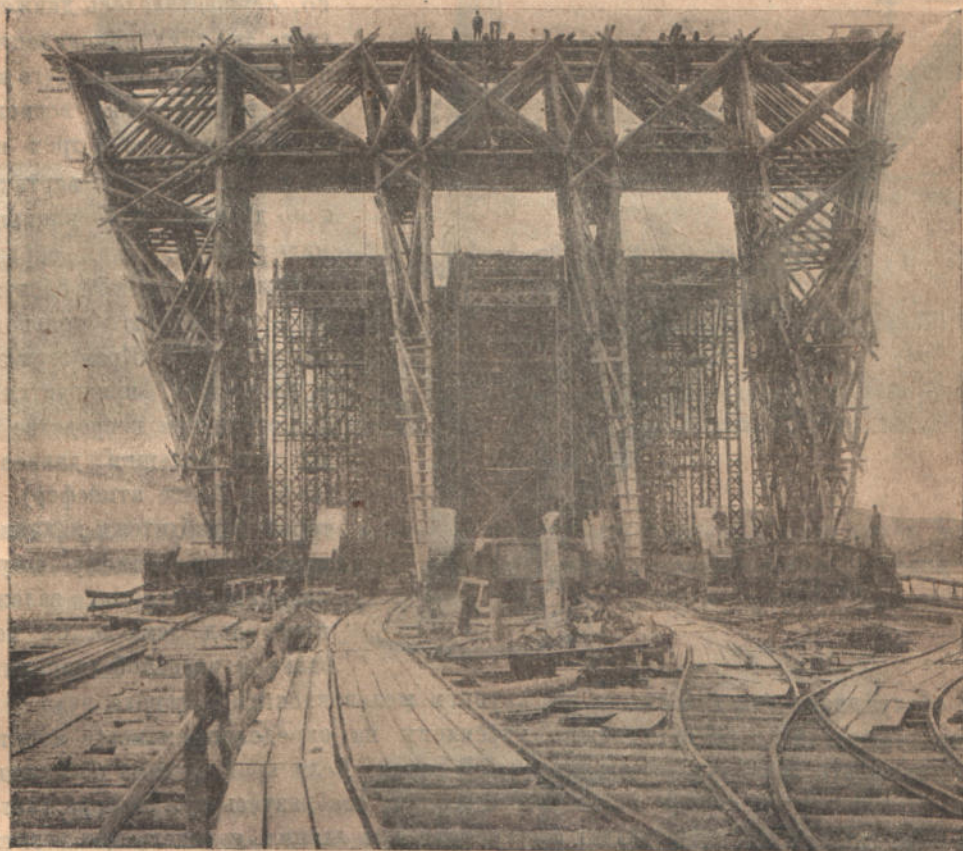


Черт. 11.

В середине XV века в средней Еврпе началась доменная выплавка чугуна в крупных размерах и к этому же времени относится заметное развитие горного дела и общего машиностроения. Работа в глубоких шахтах, затопляемых водою, а также возрастающая потребность в орудиях и средствах для обработки и доставки руды заставляли придумывать различные механизмы и машины. У авторов того времени можно найти много остроумных изобретений, машин и механизмов, свидетельствующих о глубоких теоретических познаниях тогдашних механиков и математиков несл, несмотря на это, тогдашнее машиностроение находилось в весьма печальном положении, если многие хорошие идеи не могли быть выполнены, то только потому, что в то время инженеры в своих работах были сильно стеснены отсутствием подходящих материалов, хороших станков и способов для обработки материалов и недостатком в опытных, хороших рабочих. Ряд важных изобретений в области машиностроения в середине и в конце восемнадцатого столетия — изобретение пудлингового процесса, изобретение станков для обработки металла: прокатного, строгального, сверлильного, самоточки; и наконец изобретение нового мощного двигателя — паровой машины *Уатта* (*James Watt*, 1736 — 1819), все это не могло не отразиться, как на развитии машиностроения вообще, так в частности и на развитии построения столь необходимых при всяких работах вспомогательных машин, какими являются машины для под'ема и перемещения тяжестей. В настоящее время ни одна почти крупная работа, ни одно значительное техническое предприятие не обходится без какой-нибудь грузоподъемной машины, не говоря уже о фабриках и заводах, где всегда имеется в действии один или несколько кранов и под'емников; нередки случаи, когда крупное заводское или про-

мышленное дело плохо идет и даже гибнет вследствие того, что оно недостаточно оборудовано грузоподъемными и транспортирующими средствами.

Поле применения грузоподъемных машин в настоящее время очень широко и с каждым днем все расширяется; соответственно этому, смотря по месту и цели назначения этих машин, так же велико число различных типов их; нижеследующие несколько примеров имеют целью дать представление о некоторых машинах и подъемных приспособлениях.

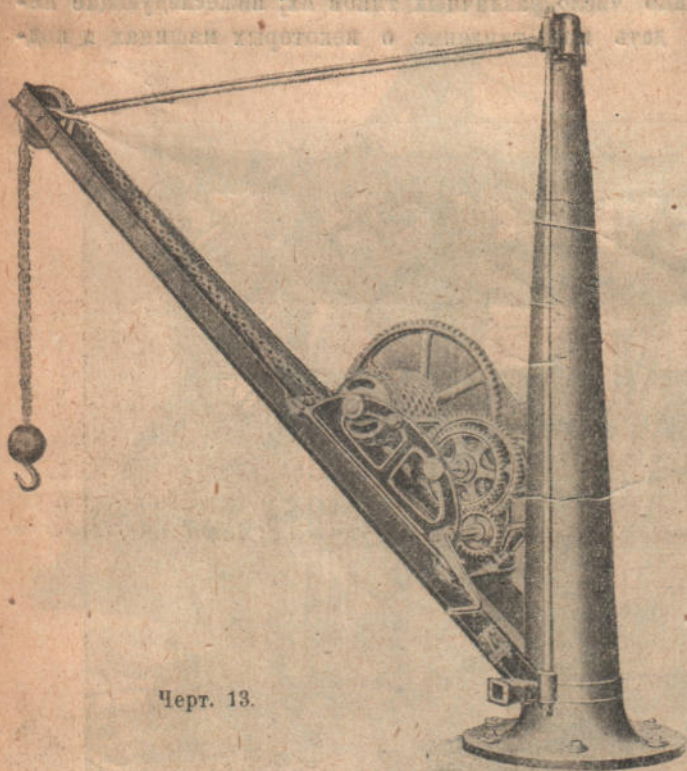


Черт. 13.

В магазинах и товарных складах, на станциях жел. дорог, для перегрузки и подъема небольших сравнительно грузов имеются легкие *вращающиеся краны*, укрепленные на стене здания или же поставленные на колонне (черт. 13) в середине помещения; первые могут поворачиваться на угол около 180° , а последние описывают полный круг, при чем крюк относительно крана в горизонтальном направлении перемещаться не может, и следовательно груз при помощи такого крана может быть перемещаем на плоскости пола лишь по *дуге*, описанной из центра колонны радиусом равным вылету крана*). Кран, представленный на фиг. 13, американского завода *Брауна*, предназначен для легких грузов, до 2 *tn* и имеет вылет в 4,5 *mt*; кран состоит из чугунной (или стальной) колонны, двойной железной укосины из швеллерных балок и двух тят, поддерживающих верхний конец укосины. Ворот для подъема груза, с цепным барабаном, укреплен на укосине и предназначен для ручной работы. Вращение крана производится помощью особой рукоятки, на чертеже не показанной, которая вставляется в специально для этого назначенную чугунную коробку, с квадратным отверстием, видную у нижнего конца укосины крана.

*) Вылетом крана называется наибольшее возможное для данного крана горизонтальное расстояние от центра вращения крана (оси колонны) до середины крюка.

Кран, представленный на черт. 14, завода *Штукенгольца* в Германии, построен на 5 *tn*, имеет вылет до 14 *mt*, и также вращается на колонне, но отличается от предыдущего крана главным образом тем, что в нем крюк подвешен на особой тележке, которую можно передвигать в горизонтальном направлении вдоль по поперечине крана, приближая или удаляя груз от колонны.



Черт. 13.

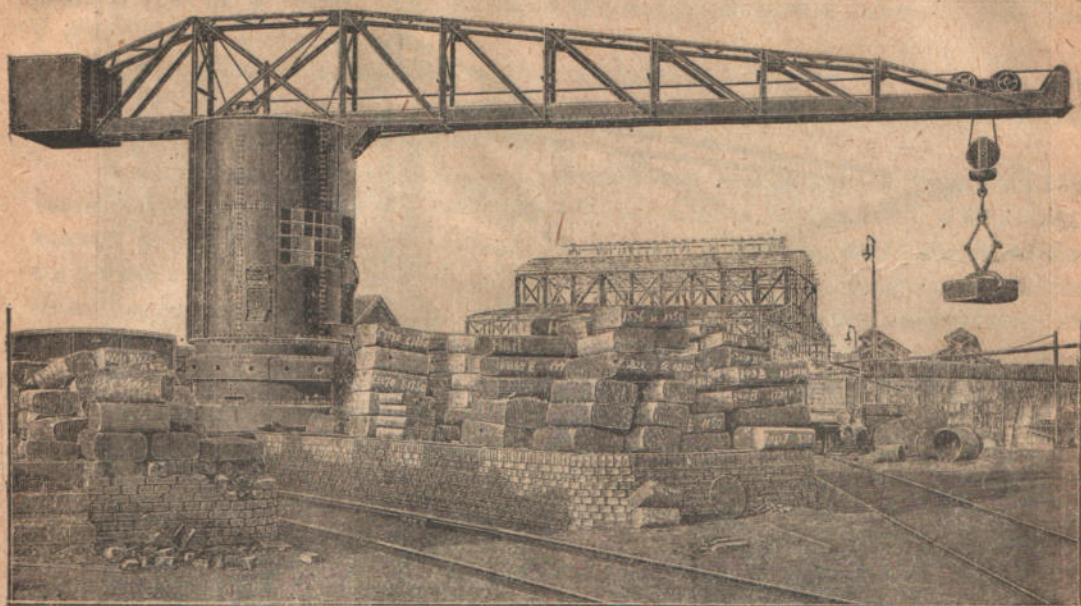
В первом кране, следовательно, осуществлялось движение груза в двух направлениях: по вертикали, и по дуге круга, а в этом кране возможно перемещать груз в трех направлениях — по вертикали и по дуге круга, по направлению радиуса. Таким образом, данный кран может обслуживать известную кольцевую площадь пола. Кран этот гидравлический, приводится в движение при посредстве воды под большим давлением (до 50 и более атмосфер), которая подводится к механизму крана, спрятанному внутри колонны, трубами, заложенными под землю, от центральной насосной станции за-

вода, и обслуживает склад болванок на крупном железопрокатном заводе.

Описанные два крана неподвижно укреплены на определенном месте и потому могут обслуживать лишь весьма ограниченный район. Если кран должен обслуживать большую площадь, то строят краны передвижные, сообразуясь при выборе системы крана с тем, должен ли кран ходить внутри или вне здания, и с тем, где возможно дать крану опору, т.е. можно ли для него проложить рельсы по полу мастерской, надо ли рельсы поставить над полом, на стене под стропилами, или, наконец, на вертикальной боковой поверхности стены. Смотря по этим условиям, мы получим кран на тележке (черт. 11), на козлах (черт. 15), велосипедный (черт. 16), мостовой (черт. 18) или, наконец, кран настенный.

Кран на козлах может двигаться как внутри, так и вне здания, очень устойчив и очень удобен для подъема больших грузов, но занимает много места и очень тяжел. Кран, представленный на фиг. 15, также завода *Штукенгольца*, паровой, несет с собою паровой котел, построен на груз 15 *tn* и предназначен для смены валков в прокатных станках. От кранов на тележке и на козлах, движущихся на земле по двум рельсам, кран велосипедный (черт. 16) отличается тем, что на полу мастерской он своими двумя ходовыми колесами (подобие велосипеда) ходит только по одному рельсу и потому занимает очень мало места; это обстоятельство во многих случаях практики имеет очень существенное значение. В видах предохранения велосипедного крана от опрокидывания, он получает вторую опору вверху, в специально для этой цели прокладываемых потолочных балках, — и вот это-то обстоятельство значительно стесняет поле действия велосипедного крана, ибо он может двигаться только внутри или вообще вблизи здания, так как вдали от здания вообще весьма затруднительно дать крану надежную верхнюю опору. Кран, представленный на

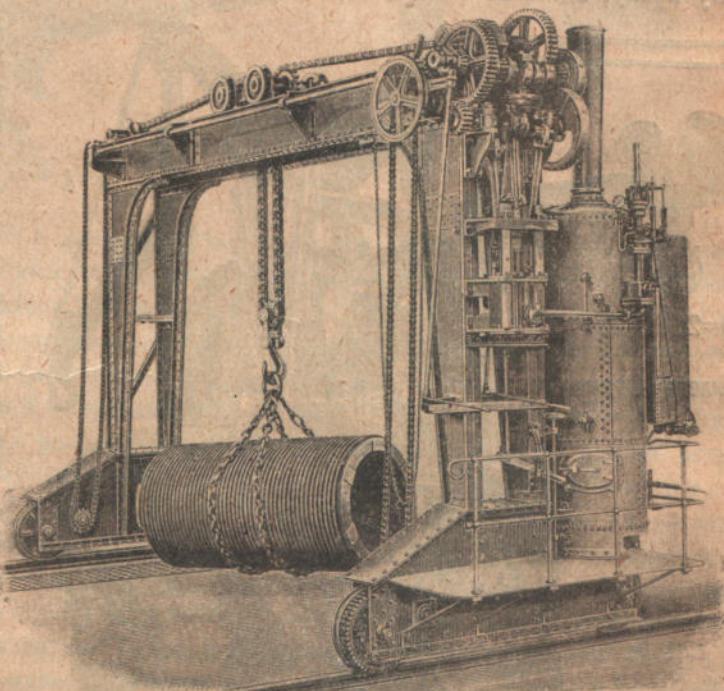
черт. 16, построенный английским заводом Томас Бродбеннт и Сыновья на 4 тонны, и электрический, с тремя отдельными моторами — для подъема груза, для



Черт. 14.

вращения фермы крана вокруг колонны и для передвижения всего крана вдоль мастерской. Так как для каждого движения имеется особый мотор, то возможно все три движения производить одновременно, и это с точки зрения экономии во времени имеет очень существенное значение во всех тех случаях, где кран обслуживает мастерскую с оживленной работой.

Часто в заводской практике встречаются случаи, когда для работы на каком-либо станке, например, у парового молота, постоянно необходимо иметь под рукой кран; в таких случаях для обслуживания именно этого станка ставят отдельный кран, и нередко его прикрепляют к самому станку, как это показано на черт. 17 (буква А) в приводе к дыропробивному прессу.

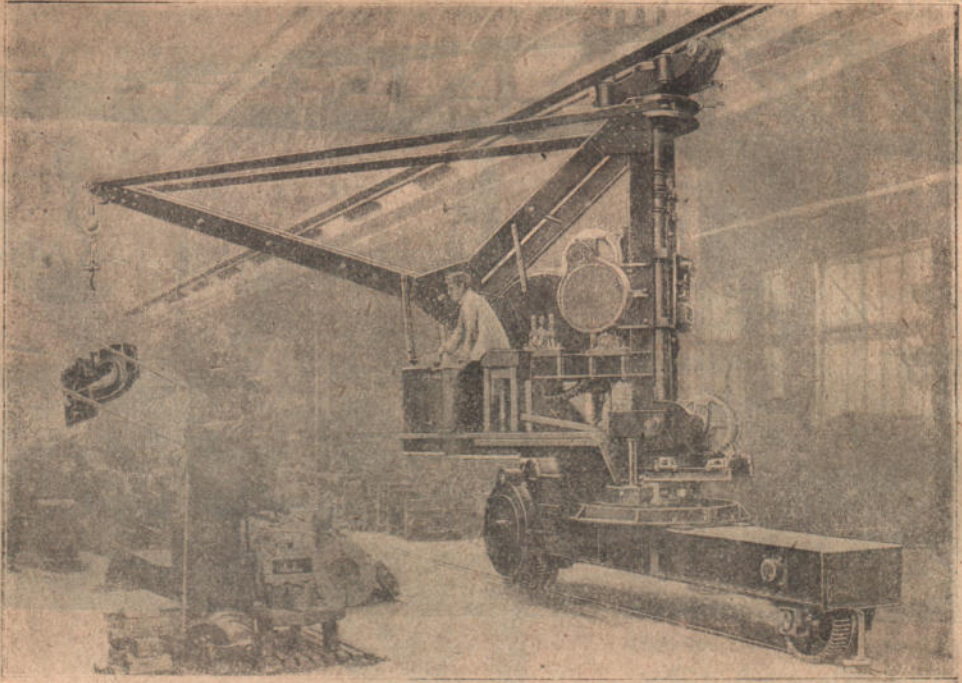


Черт. 15.

Часто не желательно или невозможно занимать на полу помещения место для

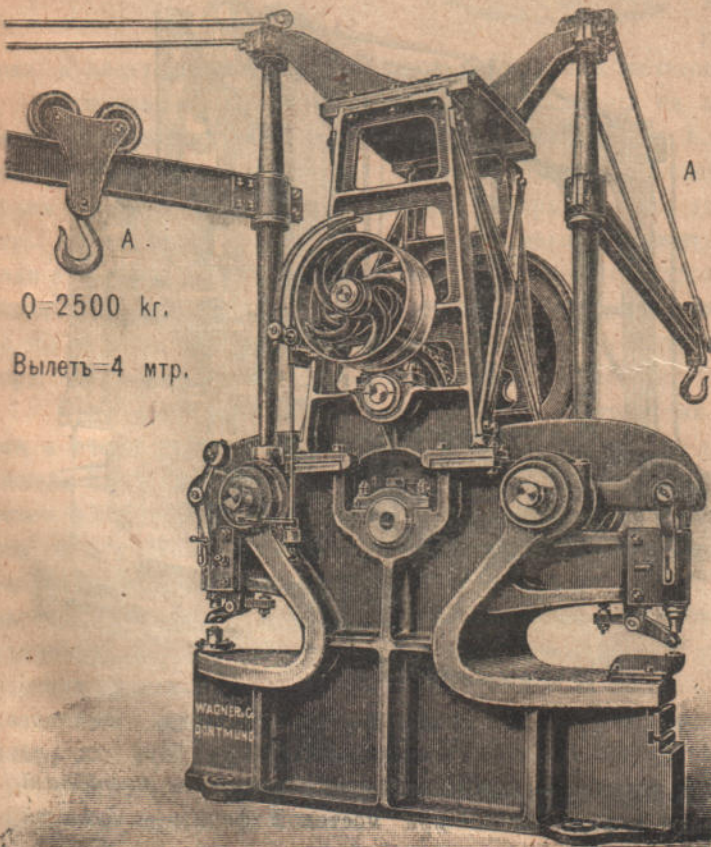
крана, тогда кран прикрепляют к колонне — наклонный кран, к стене — настенный кран, или, наконец, его устраивают в виде балки или мостовой фермы — мостовой кран, которая поставлена на колеса и может передвигаться вдоль по всему зданию, движась по рельсам, уложенным, смотря по обстоятельствам на стенах здания, под

стропилами, или на особых прогонах, покоящихся на ряде колон или стенных крон-



Черт. 16.

штейнах, а иногда непосредственно подвешенных к стропильным фермам. По мостовому крану, вдоль по балкам ходит тележка и к ней уже подвешивается поднимаемый предмет, подобно тому, как это было устроено на кранах, представленных на черт. 14 и 15.



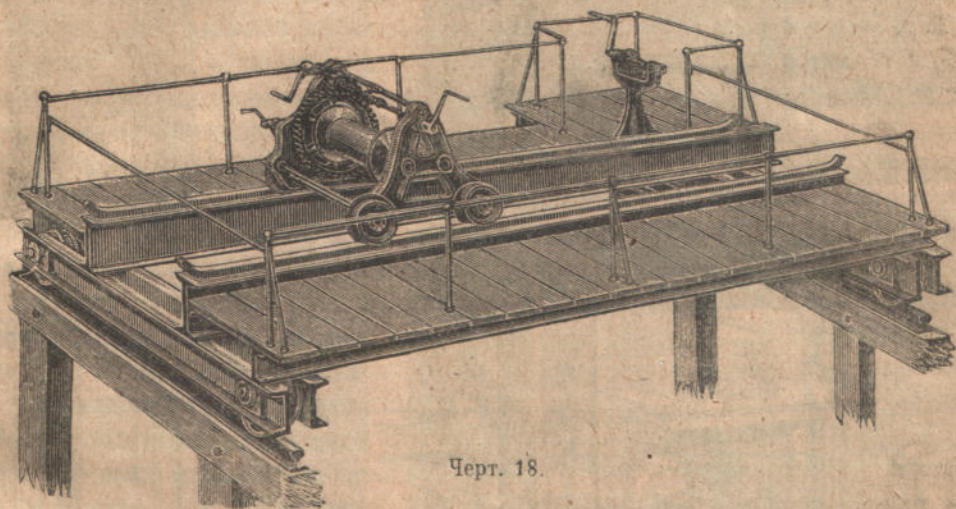
Черт. 17.

Мостовой кран, представленный на черт. 18, часто применяется при строительных работах, построен из дерева и ходит по лесам, возводимым на месте постройки; на кране устроен баллон, на котором во время работы находятся рабочие, обслуживающие кран. Механизмы для подема груза и для передвижения тележки вдоль моста помещены на самой тележке, а механизм для передвижения всего крана по рельсам подмостей укреплен в особой стойке, поставленной на правом заднем конце крана; краны этого типа большею частью строятся для одновременной работы 2-х или 4-х

рабочих. Главные балки и балкон такого мостового крана должны быть рассчитаны на вес значительного числа рабочих, а перила балкона должны быть построены настолько прочно, чтобы рабочие не могли опрокинуть перила и вместе с ними упасть с крана.

Вышеуказанные примеры взяты из заводской и строительной практики, но и помимо них, куда бы мы ни взглянули, везде мы встречаемся с необходимостью в под'еме или вообще в перемещении грузов.

В многоэтажных зданиях долгое, утомительное восхождение по лестницам теперь часто заменяется быстрым под'емом на *под'емной машине* (под'емнике), и по последним данным в Нью-Йорке число пассажиров, ежедневно перемещаемых под'емниками, в вертикальном направлении, *значительно больше* числа пассажиров, перевозимых *всеми* городскими железными дорогами в *горизонтальном* направлении; некоторые под'емники там делают более 1 000 под'емов в сутки. Существует два способа устройства таких под'емников: можно клетку (каюту, кабину) под'емника поставить непосредственно на цилиндрическую скалку, входящую внутрь цилиндра, в который,

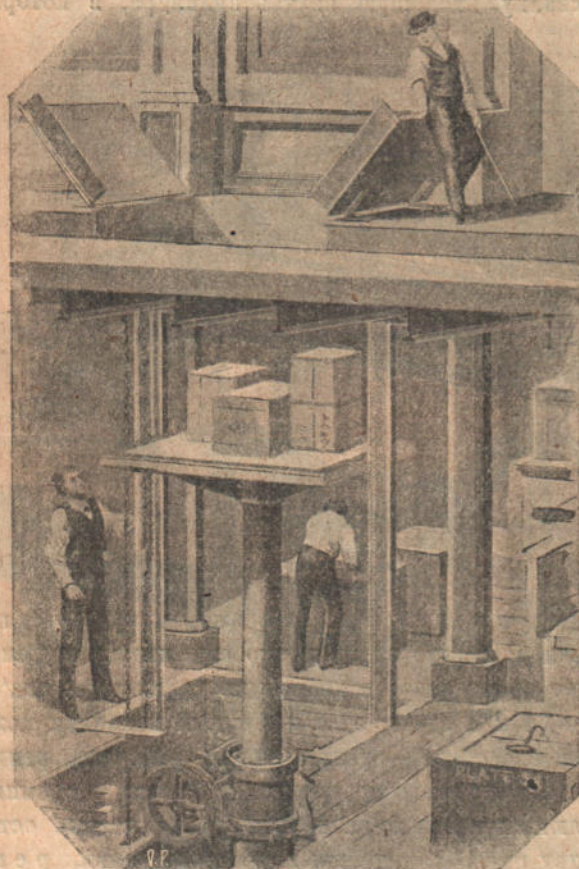


Черт. 18.

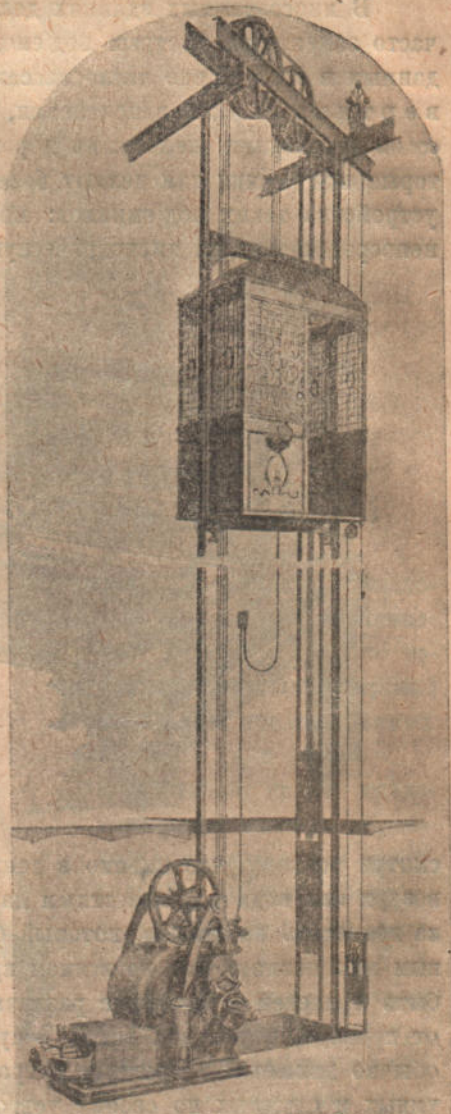
смотря по тому, что именно в данном случае имеется в распоряжении, пускается пар, воздух или вода под известным давлением; вместо этого можно еще клетку под'емника подвесить на канате, который будет проводиться в движение каким-либо под'емным механизмом. Как во всяком кране, так и здесь, этот под'емный механизм может быть приведен в движение различными способами — усилием руки рабочего, ремнем от привода, паром или водой — суть дела от этого не меняется. Клетка под'емника обычно движется в прочных направляющих и снабжена целым рядом весьма остроумных и сложных по своему устройству предохранительных приспособлений, регуляторов скорости, ловителей, дверных запоров и пр., назначение которых предотвратить возможность несчастных случаев с людьми, пользующимися машиною. На черт. 19 для примера представлен *гидравлический товарный* под'емник прямого действия известной американской фирмы *Отис*; здесь клетка, или в данном случае платформа, под'емника непосредственно поставлена на верхний конец скалки гидравлического пресса — на чертеже виден только верхний конец этого цилиндра; нижний конец цилиндра в таких случаях вставлен в колодезь или скважину, специально для этой цели устроенные на том месте, где имеется в виду поставить под'емник. Скважина должна быть строго вертикальна, а длина цилиндра должна соответствовать высоте под'ема клетки под'емника. На черт. 20 представлена схема устройства *электрического пассажирского* под'емника того же завода, но второго из описанных типов, т.-е. с клеткой, подвешенной на канатах.

В Северной Америке, в штате Мичиган есть медные копи (*Tamarack Mining Co*), с очень глубокой шахтой (1 834 mt); в этих копиях работает шахтный подъемник, массивная железная клетка которого висит на стальном канате, диаметром в 38 mm; канат навивается на громадный рифленый барабан, диаметром около 7 500 mm. Вес клетки, вагончиков, руды и каната, когда клетка находится на дне шахты, составляет почти 19 tn, а скорость, с какой клетка спускается, как бы падает, в шахту, равна 20,4 mt в секунду, что соответствует скорости железнодорожного поезда, делающего 69 верст в час; весь путь от поверхности земли до дна шахты клетка проходит приблизительно в 2½ минуты.

На речных каналах последние 20—30 лет вместо шлюзов иногда строят особые судовые подъемники в виде двигающихся в вертикальном направлении громадных сталь-



Черт. 19.



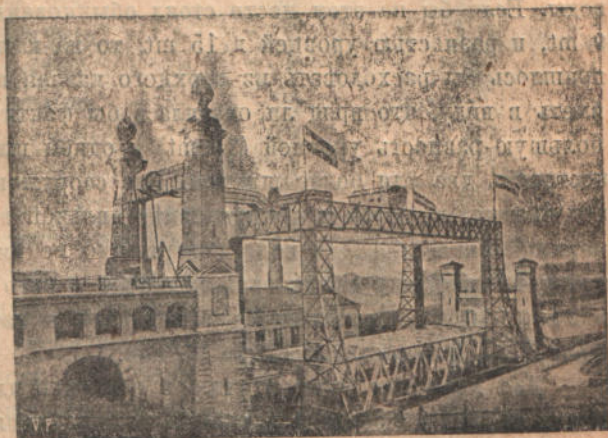
Черт. 20.

ных клепанных ящиков, наполненных водою и вмещающих суда, подлежащие пропуску через канал. Подобное устройство обходится значительно дешевле, позволяет увеличить пропускную способность всего канала и, что самое главное, значительно уменьшает расход воды из верхнего канала в нижний. На определенном месте канала, где по местным условиям представляется возможным осуществить большую разность уровней воды, в верхнем и нижнем каналах ставят двое ворот и между ними вплотную располагают вышеуказанный железный клепанный ящик, который покоится, смотря по конструкции, на поплавках (черт. 22) или на одном или нескольких штоках гидравлических прессов. На черт. 21 и 22 представлен подъемник для судов (*Schiffshebewerk*), построенный близ Генрихенбурга в Вестфалии на Дортмунд-

Эмском канале по проекту известного завода Ганнел и Люег (Haniel und Lueg) в Дюссельдорфе.

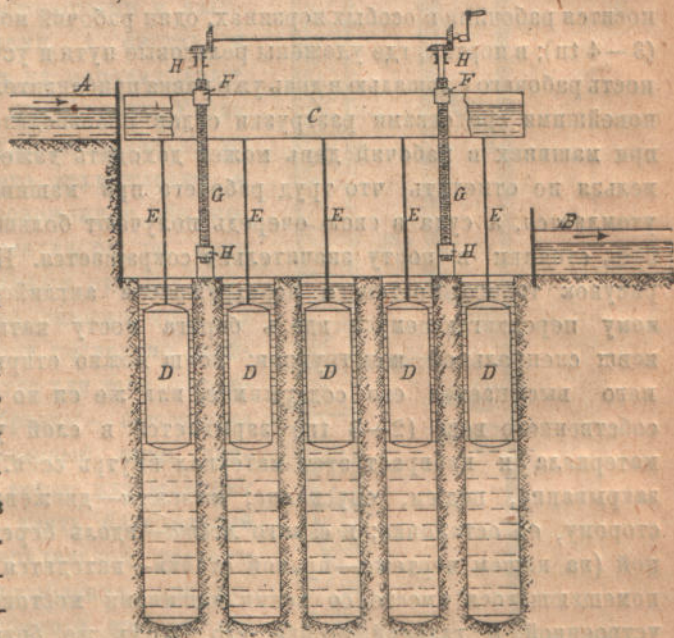
Клепанный прямоугольный ящик *C* (70×8,6 mt, глубина стояния воды в нем—2,5 mt) при посредстве стоек *E* покоится на 5 склепанных из железа цилиндрических поплавках *D*; диаметр каждого поплавка—8,3 mt, высота—13 mt, водоизмещение—около 620 tn, а собственный вес их—около 120 tn.

При посредстве 4-х гаек *F* ящик *C* привешен к 4-м пустотелым ¹⁾ стальным винтам *G* (нарезка 2-оборотная; шаг нарезки—111,12 mm; диаметры резьбы—245 и 280 mm; диаметр пустоты—100 mm; длина винта—24,6 mt), прочно укрепленным в металлической конструкции *H* (ясно видной на черт. 21); винты рассчитаны на полный вес всей висящей на них конструкции ящика с поплавками, вместе с водою и плавающими в ней судами, что составляет около 3 100 tn, или почти 200 000 пуд.



Черт. 21.

Благодаря этим винтам вся плавающая на поплавках металлическая конструкция получает полную устойчивость; так как, кроме того, все 4 винта связаны между собою кинематически при посредстве зубчатых передач и таким образом приводятся всегда в точно одинаковое вращательное движение, то ящик всегда движется по винтам совершенно ровно, не перекашиваясь. Подъем и опускание всей этой громадной массы облегчается благодаря подъемной силе поплавков: если ящик стоит у верхнего канала *A* и в него напустить воды несколько более нормального количества, так что ящик сделается тяжелее, чем вода, вытесняемая поплавками, то при соответственном вращении винтов вся система легко будет опускаться давя на винты сверху вниз; если же ящик стоит у нижнего канала *B* и из ящика в него выпустить часть находящейся в нем воды, то ящик делается легче и действием поплавков будет выпираться вверх; при вращении винтов *G* в обратную сторону ящик так же легко



Черт. 22.

будет подниматься, как он раньше опускался, но только теперь он будет давить на винты снизу вверх. Весь процесс работы в высшей степени прост: ящик, чтобы принять в себя судно, подходит к требуемому каналу, но каждый раз несколько не доходит до него; благодаря такой разности уровней осуществляется естественный приток воды

¹⁾ Винты сделаны пустотелыми, чтобы иметь большую гарантию доброкачественности материала.

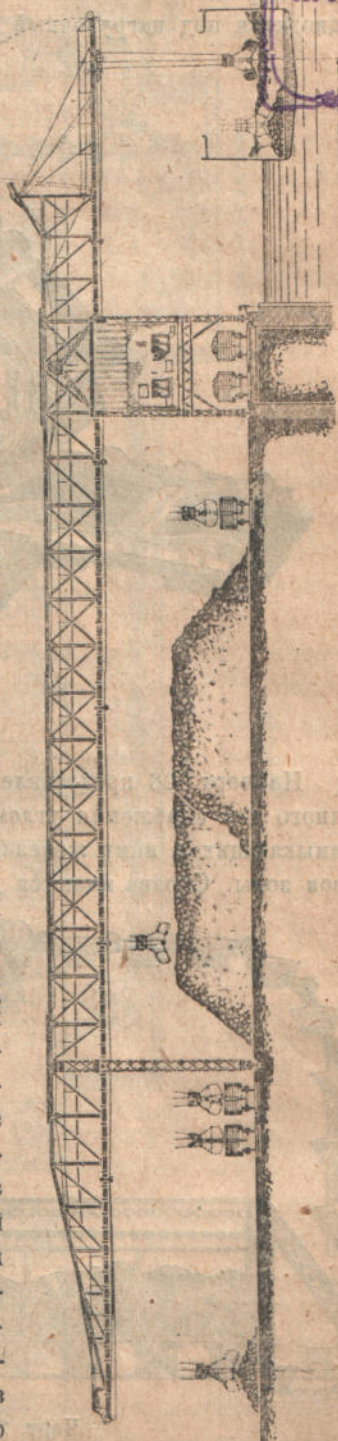
из верхнего канала в ящик, или наоборот, из ящика в нижний канал. Когда уровень воды внутри и вне ящика установился, тогда открываются ворота ящика и канала; судно вместимостью до 600 tn и длиною не более 67 mt вводится в ящик; те и другие ворота опять запираются, и направляющие винты приводятся во вращение. На самый подъем на 14—16 mt требуется не более 2¼ мин. времени; на все манипуляции по пропуску одного судна — не более 12—15 минут, с затратою на каждый подъем только 8 mt³ воды. Если бы на этом месте стоял обыкновенный шлюз с размерами камеры 70 и 9 mt, и разностью уровней в 15 mt, то на каждое пропускаемое через камеру судно пришлось бы расходовать из верхнего канала почти 10 000 mt³, при чем необходимо иметь в виду, что вряд ли оказалась бы фактическая возможность осуществить столь большую разность уровней (15 mt) в одном шлюзе, а представилось бы необходимым построить два или более шлюзов. Все сооружения по устройству описанного судового подъемника, включая и оборудование сильной насосной станции, ибо в Генрихенбурге верхний канал притока воды совершенно не имеет, вследствие этого высыхает и поэтому нуждается в ежедневной подкачке в него воды из нижнего канала, обошлось в 2 800 000 м., а стоимость рабочей силы и материалов на один подъем не превышает 2 м., что составит около 95 коп.

Для хранения зерна и угля, и особенно для быстрой разгрузки и нагрузки сыпучих грузов в поезда и пароходы теперь строят особые элеваторы и перегружатели в виде мостов или воздушных канатных дорог. Производительность таких подъемных, уже не машин, а целых сооружений, громадна; в Англии, напр. в порте Кардиффе, несколько лет тому назад был случай нагрузки на пароход *Iran*, 4-мя мостовыми перегружателями системы *Хэнта* (*Hunt*) в течение 26½ часов около полмиллиона пудов (8 356 tn) угля, что составляет почти по 333 tn или по 20 000 пуд. в час. В портах, где нет никаких механических приспособлений для разгрузки судов, где уголь переносится рабочими в особых корзинах, один рабочий может перенести в день около 200 пуд. (3—4 tn); в портах, где уложены рельсовые пути и устроена конная тяга, производительность рабочего с лошады в день уже равна приблизительно 700 пуд. (10—12 tn), а в портах с новейшими средствами разгрузки судов производительность труда каждого рабочего при машинах в рабочий день может доходить даже до 12 000 пуд. (200 tn). При этом нельзя не отметить, что труд рабочего при машинах более легкий и рабочий не так утомляется, а суда в свою очередь получают большой выигрыш во времени, так как срок стоянки в порту значительно сокращается. На черт. 23 представлен эскизный рисунок такого мостового перегружателя английского завода *Темперлей*. По длинному передвигающемуся вдоль берега мосту катится тележка, в которой подвешен ковш специальной конструкции; ковш можно открывать и закрывать и тогда или из него высыпается его содержимое, или же он во время закрывания под действием собственного веса (2—3 tn) зарывается в слой угля, песку, руды и пр. сыпучего материала и набирает этот материал внутрь себя. Все движения ковша — открывание, закрывание, подъем, опускание; тележки — движение вдоль моста в ту или другую сторону, ее остановка; и самого моста — вдоль берега, иногда вращение вокруг главной (на нашем чертеже — правой) стойки — находятся под контролем одного машиниста, помещающегося вместе со всеми машинами мостового перегружателя на площадке, устроенной в главной стойке его. Здесь же большею частью имеются автоматические весы, отсчитывающие как число раз прохождения через них тележки с ковшом, так и чистый вес содержимого ковша. При посредстве перегружателя можно принимать сыпучий груз с любого из трех мест, т. е. с судна, с вагона железной дороги или со склада, и сыпать его опять-таки по желанию в любое из остальных двух. Полезная длина моста — 340 фт. 9 дм. т. е. около 100 метров.

Для отопления котлов центральных электрических станций больших городов ежедневно расходуются громадные количества топлива; если топливо жидкое — нефтяные остатки, — сохранение и подача его ежедневно к топкам котлов не предста-

влияет ни каких затруднений; совершенно однако иначе обстоит вопрос, если мы имеем дело, наприм., с каменным углем. На западе в настоящее время нередко можно встретить центральные электрические станции очень большой мощности, доходящей даже до 100 000¹⁾ лощ. сил; возьмем для примера не такую большую станцию, а лишь в 50000 лощ. сил, и будем предполагать, что паровые котлы ее отапливаются углем. Пусть машины в среднем расходуют 7 kg пара на силу в час и допустим, что средняя паропроизводительность топлива будет 8-микратная, тогда окажется, что ежедневно к котлам станции надо будет подводить до 800 tn, т.-е. до 49 000 пуд. (49 вагонов по 1000 пуд. каждый) каменного угля. Усилиями рабочих при посредстве лопат, тачек и тому подобных средств с таким количеством сыпучего груза в сутки немисливо справиться (не говоря уже о стоимости такой работы), а следовательно и на вопрос о возможности устройства центральной станции такой большой мощности при отсутствии специальных средств для доставки топлива пришлось бы ответить отрицательно.

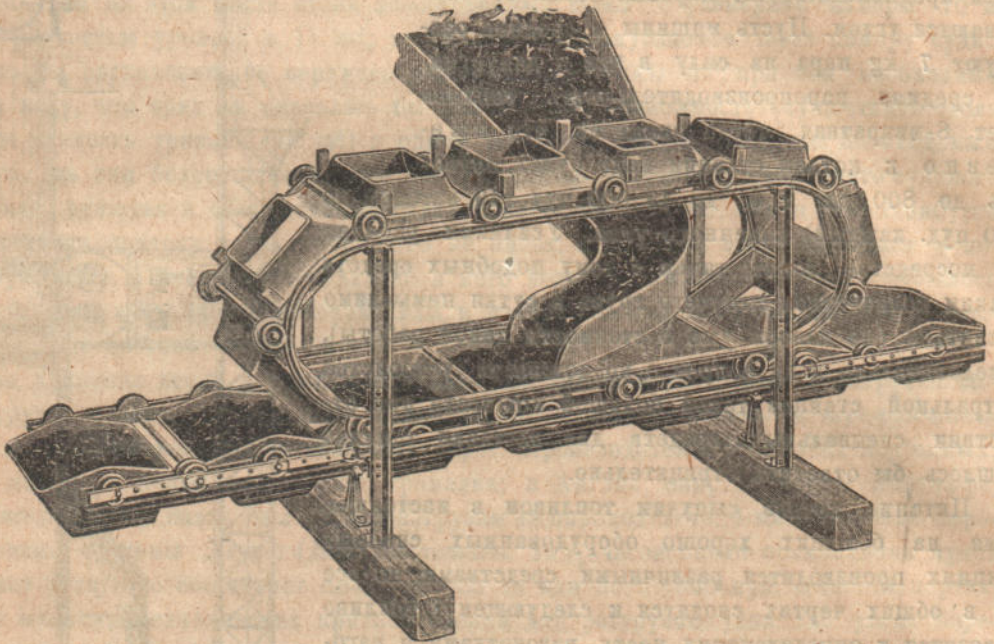
Питание котлов сыпучим топливом в настоящее время на больших хорошо оборудованных силовых станциях производится различными средствами, но все они в общих чертах сводятся к следующему: топливо подвозится к определенному месту вагонетками и вагонами с откидным дном или стенками, а иногда и вагонами обыкновенного типа,—тогда их опрокидывают на специально для этого построенных платформах. Уголь падает в особую воронку и из нее уже попадает на те органы—ковши, ленты,—которые его захватывают и переносят в особое хранилище, расположенное обыкновенно над или рядом с котельной, откуда он, по мере надобности, по особым распределительным рукавам подводится в специальные ящики перед самыми топками или же непосредственно в топку, если последние снабжены механическим питанием. Средства для такого транспортирования угля весьма разнообразны—бесконечное полотно, элеватор с ковшами, бесконечный винт, движущийся внутри корыта, подвижные ковши или тележки и т. д. На черт. 24 представлена часть бесконечной цепи с качающимися ковшами американской системы Хинт (Hint) и то остроумное приспособление, при посредстве которого уголь из нагрузочного желоба падает в ковши, не рассыпаясь по сторонам: направляющие воронки этого аппарата для засыпки угля в ковши образуют небольшую замкнутую непрерывную



Черт. 23.

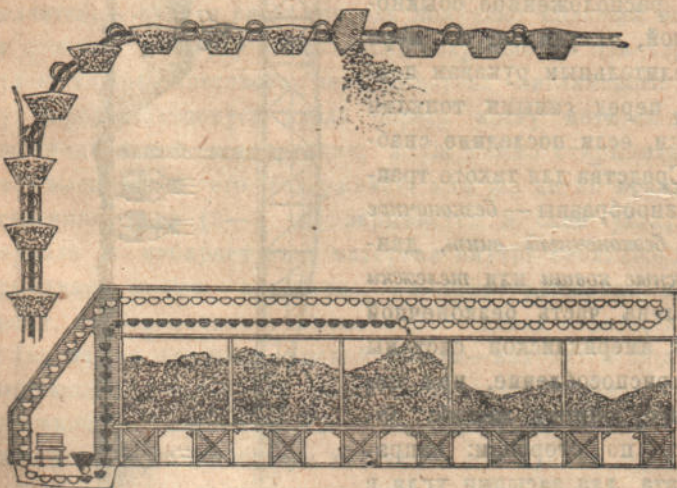
¹⁾ На центральной электрической станции Лондонских подземных трамваев имеется 10 паровых турбин по 7 500 лощ. сил каждая, при нормальной работе, и до 11 000 при перегрузке; пар для этих машин доставляется 80 водотрубными котлами системы Бабкок и Вилькокс с перегреванием поверхностью нагрева по 485 + 62,5 mt². Длина здания станции—138 mt, ширина 53 mt и высота 42,7 mt.

цепь, имеющую движение одинаковое с проходящими под желобом ковшами. Наполненные ковши (черт. 25), в своем постоянном круговом движении по направляющим рельсам, подводятся к тому месту, где они должны опорожниться; там ковши один за другим ударяются об особый рычажок и опрокидываются, высыпая таким образом свое содержимое в назначенном месте; опорожненные ковши, двигаясь далее, опять подводятся под нагрузочный желоб и тот же процесс повторяется.



Черт. 24.

На черт. 26 представлена другая более сложная схема устройства, предназначенного для снабжения углем паровозов в гор. Филадельфии, на станции одной из примыкающих к нему железных дорог, а также для приема в то же время из паровозов золы. Справа имеются два пути: крайний для подвоза угля и второй, следующий за ним, для отвозки

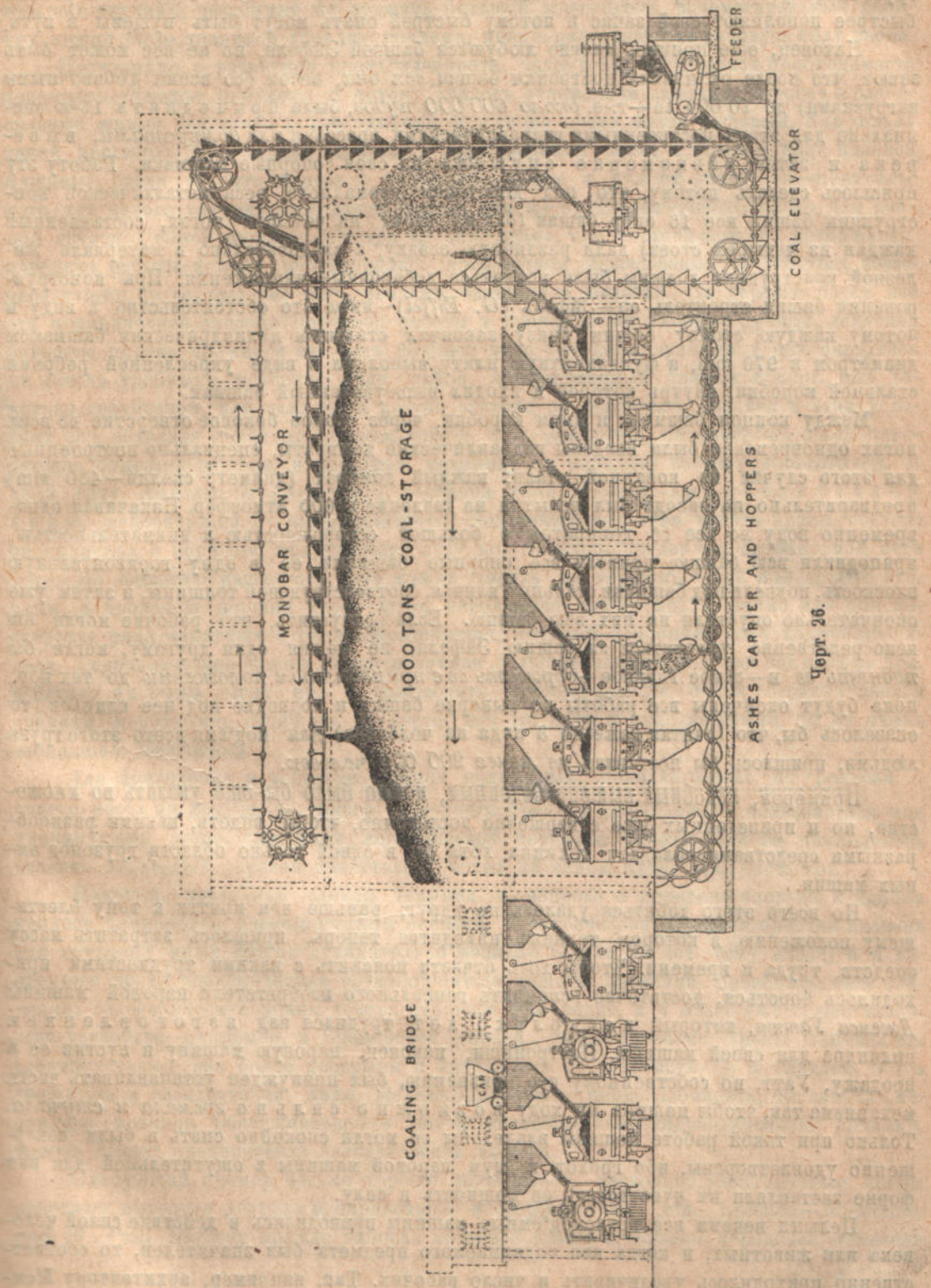


Черт. 25.

зола, высыпаемой в вагоны из возвышенного хранилища, способного вместить до 40 tn золы (*Ashes*). Под нагрузку углем одновременно могут стать 11 паровозов; паровозы, стоящие на 4-х крайних левых путях, будут нагружаться с особого нагрузочного моста (*Coaling bridge*) при помощи передвижной тележки (*Car*) с поставленным на ней ковшом (эти паровозы золу ссыпать не могут), а остальные 7 паровозов, стоя-

щие внутри здания, нагружаются непосредственно из большого хранилища, вмещающего до 1 000 tn угля. В это хранилище (1 000 tons coal-storage) уголь подается от приемной воронки, в которую он ссыпается прямо из вагона, при посредстве 3-х отдельных механизмов, действующих один за другим: сначала питающая лента (*Feeder*) подносит уголь к элеватору, затем ковши эле-

ватора (*Coal elevator*) подхватывают этот уголь, поднимают наверх и высыплют его прямо в корыто скребкового транспортера (*Monobar conveyor*), которым уголь протаскивается по корыту до того места, где в дне корыта открыта задвижка. Через



Черт. 26.

образовавшееся отверстие уголь сыпается в вышеупомянутое хранилище. Для под'ема угля, сыпаемой паровозами в особые закрома с клапанами, имеется второй отдельный элеватор. В течение часа станция может принять из вагонов 120 tn угля и принять

из-под паровозов до 20 тп воды. Стоимость погрузки 1 тп угля на описанной станции обходится дороже только в 1,4 цента (2,8 коп.) вместо 41 центов (82 коп.), которые она принуждена платить на других своих станциях, где нет такого совершенного грузочного устройства; сверх того еще имеется большая выгода в том, что паровозы быстрее пополняют свой запас и потому быстрее опять могут быть пущены в путь.

Наконец, еще пример: многие любят башню Эйфели, но не все может быть знают, что после окончания постройки башни, *вся она*, весом (со всеми добавочными нагрузками) до 10 000 тп—т.-е. *около 600 000 пудов*, была приподнята 16-ю специально для этого построенными гидравлическими прессами или *домкратами*, выверена и затем равномерно опущена на свои опорные башмаки. Работу эту пришлось сделать потому, что под действием громадного веса металлической конструкции башни все 16 опор башни (башня стоит на четырех ногах, составленных каждая из четырех стоек) дали различную осадку, а следовательно в материале железной конструкции должны были появиться добавочные напряжения. При конструировании башни строитель ее—Эйфель (*G. Eiffel*)—имел это обстоятельство в виду и потому каждую стойку башни внизу закончил стальным цилиндрическим башмаком диаметром в 970 мм, а фундаментную плиту выполнил в виде укрепленной ребрами стальной коробки, внутрь которой и входил вышеуказанный башмак.

Между концом башмака и дном коробки, через особое боковое отверстие во всех ногах одновременно были введены гидравлические домкраты, специально построенные для этого случая из кованной стали; каждый домкрат (диаметр скалки—430 мм) предварительно на заводе был испытан на давление в 600 атмосфер. Накачивая одновременно воду во все 16 домкратов с большой осторожностью и внимательностью, приподняли всю башню, привели все опорные башмаки ее в одну горизонтальную плоскость, подвели под башмаки стальные клинья, соответствующей толщины, и затем уже окончательно опустили на них всю башню. Если допустить, что рабочие могли бы непосредственно ухватиться за башню Эйфеля, не мешая один другому, могли бы *поднять ее и—самое главное—держат ее в приподнятом положении* до тех пор, пока будут окончены все работы по выверке башни и подводке под нее клиньев, то оказалось бы, что (считая даже по 3 пуда на человека) для подема всего этого груза людьми, пришлось бы поставить *не менее 200 000 человек*.

Примеров, подобных вышеприведенным, можно было бы еще указать во множестве, но и приведенных уже совершенно достаточно, чтобы видеть, какими разнообразными средствами обладает техника хотя бы в одной только области грузоподъемных машин.

Но всего этого добиться удалось не вдруг; раньше чем притти к тому блестящему положению, в котором техника находится теперь, пришлось затратить массу средств, труда и времени. Чтобы хоть отчасти пояснить с какими трудностями приходилось бороться, достаточно вспомнить гениального изобретателя паровой машины *Джамса Уатта*, который несколько лет трудился над изготовлением цилиндра для своей машины. Построивши, наконец, паровую машину и пустив ее в продажу, Уатт, по собственному его признанию, был принужден устанавливать части механизма так, чтобы машина на ходу *возможно сильно гремела и стучала*. Только при такой работе машины владельцы ее могли спокойно спать и были совершенно удовлетворены, ибо грохот и шум паровой машины в ощутительной для них форме заставляли их чувствовать ее мощностъ и силу.

Целыми веками все грузоподъемные машины приводились в действие силой человека или животных, и когда вес поднимаемого предмета был значителен, то соответственно приходилось увеличивать и число рабочих. Так, например, архитектору *Монферрану* (*Monferrand*) в 1832 году при установке в Петербурге на площади перед Зимним дворцом Александровской колонны, представляющей из себя гранитный монолит, высотой в 25,6 метр. и весом свыше 40.000 пудов (или 650 тп) понадобилось

около 1800 солдат и матросов. Не говоря уже о том, что некоторые грузы, например, башню Эйфеля, практически было бы невозможно поднять в данное время силой живых двигателей, сколько бы их ни поставить, но и для подъема грузов не такого громадного веса значительное количество людей можно ставить только в исключительных случаях, постоянно же держать большой контингент вспомогательных рабочих можно было только в древние времена, имея в распоряжении даровую силу рабов.

Постепенно, с развитием промышленности, чаще стала встречаться необходимость поднимать тяжелые предметы, и потому явилось стремление заменить дорогие и слабые живые двигатели более сильным и в то же время более дешевым. Как только такой двигатель был найден (сначала в виде водяной силы, а затем в виде паровой машины), стали строить краны с передачей работы к ним от двигателя—центрального для целого технического предприятия, или же предназначенного только для данной грузоподъемной машины. Смотря по типу крана, т.-е. постоянного или подвижного, передача работы к нему производилась посредством фрикционных и зубчатых колес, скользящих по квадратному валу, ремнями, канатами и шнурами. На первых порах все эти механические способы передачи работы к кранам были удобнее ручных, допуская большую против прежнего скорость подъема; но с течением времени и они оказались не всегда удобными, особенно, если район, обслуживаемый данным краном, был довольно значителен, или если кран далеко отстоял от двигателя, так как в этих условиях они обладали довольно *низким коэфф. пол. действия*, *не способны были передавать большие усилия*, и при этом механизм их передачи *быстро снашивался*. В 1846 году Армстронг (Armstrong) поставил свой первый гидравлический кран, действующий от аккумулятора. Подъемный механизм такого крана состоит из цилиндра с поршнем, получающего воду под большим давлением из напорной сети труб. По желанию машиниста вода может давить на поршень с той или другой стороны, а движения поршня через шток передаются крюку крана прямо или при посредстве ряда канатных блоков—*полиспаста*, который исполняет роль ходоуменьшителя. Гидравлические краны скоро получили большое применение, так как *коэфф. пол. действия их очень высок*, но, к сожалению, применение их почти ограничивается кранами, неподвижно стоящими на месте, или же хотя и передвижными, но на очень небольшие расстояния.

Для приведения в действие кранов подвижных, передвигаемых по рельсам с одного места на другое, до самого последнего времени приходилось пользоваться или упомянутыми выше способами механической передачи работы, или же приходилось ставить отдельный паровой двигатель и котел на самом кране (см. черт. 15).

Наконец, последним словом техники в вопросе о передаче энергии к кранам явилось применение *электрической энергии*. Электрическая передача энергии введена для грузоподъемных машин сравнительно недавно (около 35 лет тому назад) и в настоящее время электрические грузоподъемные машины получили преобладающее значение; гидравлические краны теперь строятся уже редко, а в массе уже существовавших устройств, например, в Бременской гавани, гидравлические краны заменяются электрическими, как более простыми и надежными по устройству¹⁾, а главное, более дешевыми в эксплуатации. Даже железодельная промышленность, до весьма недавнего времени обслуживавшаяся почти исключительно гидравлическими кранами, теперь отдает предпочтение электрическим кранам.

Следующий пример весьма хорошо показывает, насколько электрические краны работают выгоднее других: в паровозных мастерских жел. дор. *Chicago—Milwaukee and St. Paul Railway* прежде работал мостовой кран с *шнуровой* передачей; согласно

¹⁾ Здесь подразумевается устройство не только крана, но всей системы, включая, с одной стороны, насос, аккумулятор для воды и сеть подводящих и отводящих труб, а с другой—динамо-машину и канализацию тока.

сделанных измерений на передвижение ненагруженного крана тратилась работа в 12 лошадиных сил, а груженого—15 лш. сил.; теперь этот кран переделан на электрическую передачу энергии и на передвижение крана и на под'ем груза имеется два электромотора мощностью только по 5 лш. сил каждый.

Вначале, когда еще не умели приспособиться к особенностям электрической энергии в применении ее к грузопод'емным машинам, электрические краны возбуждали много неудовольствий, особенно по двум причинам: при пускании в ход электромотора, в зависимости от внимания машиниста, движение крана не всегда начиналось плавно, а часто сопровождалось заметными толчками и, во-вторых, часто, именно при пускании в ход, перегорали провода и даже обмотка электромоторов. Винить в этих неудачах однако приходилось не электрическую энергию, а те ошибки, которые были сделаны при ее применении. Теперь строители моторов для кранов вполне справились с этой задачей и электрические краны, при правильном их устройстве, в смысле мягкости при трогании с места и посадке груза на место, в смысле точности всех движений и безопасности в работе не оставляют желать ничего лучшего.

Из приведенных примеров, так же как вообще во всей обширной области применения человеком машин, мы видим, что везде машины, сами являясь как результат интеллектуального развития человека, в свою очередь тоже играют немаловажную роль в дальнейшем его развитии, иногда прямо заменяя человека, везде же значительно облегчая ему работу, сберегая его силы и время и облагораживая его труд. Но, принося человеку огромную пользу, машины в то же время являются источником многих страданий; здесь мы имеем в виду те несчастные случаи, увечья и смерть, которые машины так часто причиняют человеку. К сожалению, в этом именно отношении, как доказывает статистика несчастных случаев, грузопод'емные машины наиболее опасны.

К условиям, способствующим большому числу несчастий при обращении с грузопод'емными машинами, следует отнести, во-первых, большое распространение этих машин, а затем ошибки и неправильности, сделанные при проектировании или построении их, невнимательный уход за машинами в работе, и постоянное обращение с ними людей часто неопытных, не понимающих устройства и действия машины, и потому не знающих грозящей им опасности. Кроме перечисленных условий, в грузопод'емных машинах имеется еще одно весьма важное обстоятельство, на которое необходимо обратить особенное внимание здесь же в самом начале курса. Дело в том, что в грузопод'емных машинах за счет работы какого-либо двигателя—человека, паровой машины, электромотора—производится требуемое перемещение—*„под'ем“* груза; но в поднятом на некоторую высоту грузе, как мы знаем, *скрыт известный запас энергии*, и если вес груза большой и высота под'ема велика, то запас энергии довольно значительный; заставляя машину работать, поднимать груз, мы эту энергию *накапливаем*, и если не принять особых мер предосторожности, или если в машине случится какая-либо поломка, то поднятый груз начнет падать вниз. Пока связь груза, поднятого на высоту, с под'емным механизмом машины не нарушена, пока механизм не сломан и правильно функционирует, а человек, управляющий машиной не допустил какой-либо ошибки—до тех пор запас энергии в поднятом на высоте грузе для нас не опасен: эта энергия *связана, —она в нашей власти*. Но горе, если одно из вышеуказанных условий не выполнено—лопнул канат, сломался зуб шестерни, неправильно построен тормаз, или, наконец, ошибся, не за ту ручку взялся машинист,—в тот же момент *весь накопленный запас энергии освобождается*, *г р у з* *б ы* *с* *т* *р* *о* *п* *а* *д* *а* *е* *т* *в* *н* *и* *з*, ничем не сдерживаемый, никем не управляемый, и несет разрушение, смерть и увечье *всему*, что ему встретится на пути. Примеры этому встречаются чуть ли не ежедневно, так, например, в одном из портов на Рейне был такой случай: из железной баржи (без палубы) помощью электрического крана, снаб-

женного самозахватывающим ковшом, выгружали каменный уголь; ковш был стальной и для того, чтобы он лучше погружался в уголь, довольно тяжелый—до 2-х тонн. В том отделении, из которого производили выгрузку, уголь был уже почти весь взят; на дне оставался лишь тонкий слой его, и вот тут, под самый конец работы, машинист сделал какую-то оплошность:—пустой ковш, потянув за собою канаты, с большой высоты упал на незащищенное углем дно, пробил его, и в несколько минут баржа затонула.

Благодаря указанному свойству грузоподъемных машин, эти машины, среди других инженерных работ, являются такими, где наиболее внимательно должны производиться расчет и построение машины, а в особенности испытание ее перед тем, как пустить ее в работу. Большинство заграничных заводов установило у себя, как правило, *обязательное испытание каждой грузоподъемной машины*, выпускаемой заводом, на груз, от 1½ до 2 раз превышающий нормальную для нее нагрузку, и рекомендуют повторять такую пробу машины через известные более или менее долгие промежутки времени, смотря по тем условиям, в которых машина работает, подобно тому как это давно уже устанавливается законом по отношению к паровым котлам. Все здесь сказанное заставляет желать, чтобы проектирование и построение грузоподъемных машин, а также надзор за работающими машинами, поручались инженерам; лицам со специальной подготовкой, вполне понимающим устройство машины и знающим законы, которым подчиняются все ее движения; лицам, лучше других могущим принять какие-нибудь предупредительные меры; лицам, на которых поэтому прежде всего должна быть возложена высокая нравственная обязанность заботиться о целостности машины, предупреждать несчастия, охранять жизнь и здоровье рабочих.

Все, решившие посвятить себя в будущем машиностроению, приступая к его изучению, должны с самого уже начала вполне освоиться с мыслью, что *каждая машина, которая не находится в полном покое, а исполняет какую-нибудь работу, при известном стечении обстоятельств, может быть источником несчастия*; они обязаны поэтому изучить и знать те условия, которые для данной машины могут быть роковыми, и уметь их устранять.

Знание есть сила (Knowledge is power—Francis Bacon) и долг каждого научиться владеть этой силой и уметь прилагать ее в пределах своей специальности на общую пользу.

Из всей обширной области машин для транспортирования и подъема тяжестей в настоящем курсе, являющемся по программе Московского Высшего Технического Училища обязательным и основным курсом для студентов механического факультета всех специализаций, будут изложены отделы—детали простых грузоподъемных машин, простые грузоподъемные машины, краны и основные данные о подъемниках и простых транспортирующих приспособлениях.

Желающим ознакомиться с историей развития отдела построения машин для перемещения тяжестей можно рекомендовать сочинения:

Beck, Beiträge zur Geschichte des Maschinenbaues.

Kammerer, Die Technik der Lastenförderung.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Band IV.

Leupold, Theatrum Machinarum (библиографическая редкость).

В настоящем курсе, если только нет особых указаний, во всех формулах, таблицах и расчетах приняты: мера длины—миллиметр и мера веса—килограмм.

Часть I.

Элементы грузоподъемных машин.

1. Грузоподъемными машинами принято называть машины, которые служат для перемещения грузов, главным образом, в *вертикальном* направлении. Часто эти машины в то же время перемещают поднимаемые грузы еще и в *горизонтальном* направлении, но последнее не обязательно, и существует целый ряд грузоподъемных машин, напр. *подъемники*, которые только поднимают и опускают грузы, без переноса их в сторону (черт. 19 и 20).

Соответственно роду *двигателя*, приводящего данную машину в движение, *материалу*, из которого она построена, *месту*, где машина должна будет работать, а также в зависимости от могущих быть специальных условий, типы грузоподъемных машин могут быть весьма разнообразны. В общем, однако, если не считать известных исключений, грузоподъемные машины можно рассматривать как составленные из следующих частей:

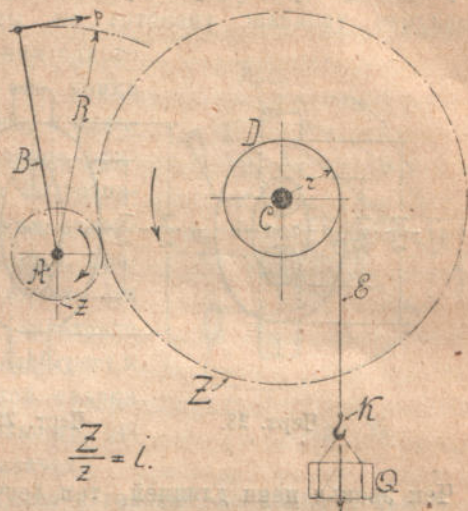
- 1) из *подъемного механизма* (или *ворота*), посредством которого собственно и производится подъем и опускание груза;
- 2) из *фермы* (или *крана*), которая дает опору подъемному механизму и к которой при помощи канатов или цепей привешиваются поднимаемые предметы;
- 3) из *механизмов для передвижения* приподнятого груза в горизонтальном направлении.

В известных случаях последние две части, каждая порознь, или же обе вместе, могут в машине отсутствовать, иногда же все 3 части сливаются в одно целое и тогда получается более сложный тип машины, как мы, например, это видим в *элеваторе с ковшами*, в *винтовом транспортере* и проч.

Подъемный механизм, или ворот, вообще включает в себе следующие элементы: на первом валу *A* ворота (черт. 27) накрепко посажена *рукоятка B*, для рабочего, с плечом *R*; на последнем валу *C* ворота также накрепко посажен *барaban D*, радиуса *r*, на который наматывается *грузовая цепь* или *канат E*, несущие на своем конце *крюк K*. К крюку помощью веревок, цепей, или иных приспособлений привешивается поднимаемый предмет *Q*, который действием своего веса натягивает грузовую цепь и стремится вращать барабан ворота вместе с его валом в сторону опускания груза; рабочий же, нажимая на рукоятку ворота с силою *p*, этому противодействует. Если рабочий перестанет нажимать на рукоятку *B*, то груз, ничем более не удерживаемый, начнет опускаться; чтобы этого не случилось, т.-е. чтобы можно было держать груз произвольно долгое время в приподнятом положении, не затрачивая на это силы, в механизм ворота, кроме перечисленных уже деталей, вводят еще особое зубчатое колесо, или *храповик*, с косыми зубцами и *собачку* — стержень, упирающийся в зубцы и потому не позволяющий храповику вращаться в сторону опускания груза (черт. 6). Далее, с целью облегчить труд рабочего при опускании груза, так как *опасно* и очень *трудно* равномерно опускать груз, удерживая рукоятку ворота от быстрого вращения в обратную сторону (в сторону опускания груза), обыкновенно в механизм ворота вводят еще *тормаз*, действующий от нажатия руки рабочего — *ручной тормаз*, или же автоматически — *автоматический тормаз*. Иногда рукоятку,

храповик и тормаз соединяют в одно целое и тогда получается так называемая *безопасная рукоятка*.

Если вес поднимаемого груза не особенно значителен, то рукоятку *B* можно насадить непосредственно на барабанный вал *C*, и тогда (если отвлечься от сил трения в механизме) при равновесии системы должно существовать равенство $p \cdot R = Q \cdot r$. Если же груз слишком велик, то рабочий уже не будет в состоянии удержать барабанный вал от вращения, и тогда надо перенести рукоятку на другой вал, как это выполнено на черт. 27, и между валом рукоятки и барабанным валом устроить соответствующую зубчатую передачу, с передаточным числом $i = Z : z$, которое определяется (не считая потерь на трение) уравнением $p \cdot R \cdot i = Q \cdot r$.



Черт. 27.

Первое уравнение, как частный случай, при $i = 1$, заключается во втором уравнении, которое, если принять во внимание неизбежные потери на трение в механизме, примет вид

$$\eta \cdot p \cdot R \cdot i = Q \cdot r \dots \dots \dots (1),$$

где η — коэфф. полезного действия механизма ворота.

Более подробно это уравнение будет нами рассмотрено позднее, в главе о воротах, здесь же мы отметим пока лишь то обстоятельство, что при всех прочих равных условиях необходимое усилие рабочего p и передаточное число i зубчатой передачи ворота всегда будут тем больше, чем больше радиус r барабана:

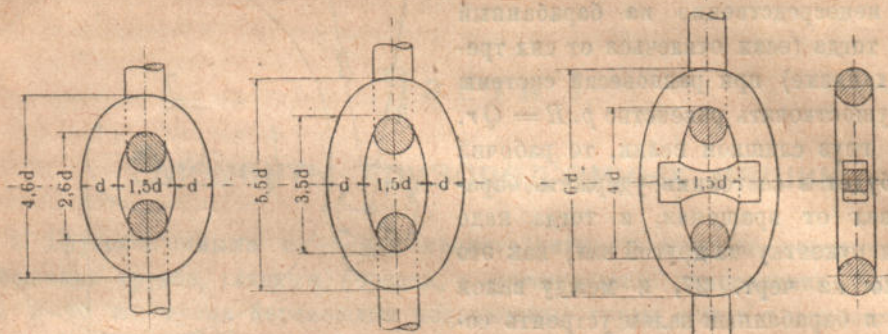
$$p = r \cdot \frac{Q}{\eta \cdot R \cdot i} \text{ и } i = r \cdot \frac{Q}{\eta \cdot p \cdot R} \dots \dots \dots (1, a).$$

Из этого следует, что в видах более экономного расходования силы рабочего, а также получения более легкой передачи, всегда необходимо стремиться возможно уменьшать радиус барабана, или вообще той детали, которая воспринимает на себя грузовую цепь.

А. Цепи и канаты.

2. Обыкновенная сварная цепь (*Gliederkette* или *Schakenkette*; *Chaîne à maillons*; *Link chain*) представляет из себя ряд овальных звеньев (*Glied* или *Schake*; *Maillon*; *Link*), приготовленных путем сварки из круглого полосового железа определенного диаметра; звенья эти в последовательном порядке нанизаны одно на другое таким образом, что все нечетные звенья цепи лежат в одной плоскости, а все четные — в другой, перпендикулярной к первой; благодаря такому устройству цепь обладает большей подвижностью во всех направлениях — свойством весьма ценным для цепи, как элемента грузоподъемных машин. В зависимости от формы звеньев, из которых составлена цепь, принято различать три типа цепей: с короткими звеньями или английские (черт. 28), с длинными звеньями или немецкие (черт. 29) и с распорками (*Stegkette*; *Chaîne à étais* или *Chaîne étançonnée*; *Stud link chain*) или Брунтоновские (черт. 30), употребляемые почти исключительно на судах для якорей. На черт. 28 — 30 даны средние, установившиеся в практике, относительные

размеры названных трех типов цепей, в действительности же почти каждый завод придерживается своей нормы размеров цепного звена, более или менее отклоняясь от вышеуказанных средних размеров.

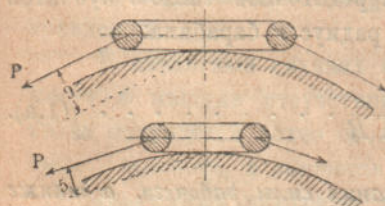


Черт. 28.

Черт. 29.

Черт. 30.

Чем звенья цепи длинней, тем легче и дешевле будет сама цепь, поэтому с этой точки зрения было бы желательно увеличить длину звена насколько возможно. Но с другой стороны при подеме грузов цепь приходится навивать на блоки или барабаны; при таком навивании одна часть звеньев цепи расположится перпендикулярно, а другая — касательно к поверхности барабана, и так как при этом вся цепь будет туго натянута, то все звенья, плашмя лежащие на поверхности барабана, будут испытывать некоторый изгиб, тем больший, при одном и том же диаметре барабана, чем больше будет длина цепного звена (черт. 31). Если принять во внимание, что каждое данное звено при новом навивании на тот же барабан может вывернуться, лечь на поверхность барабана другой стороной и, следовательно, подвергнуться



Черт. 31, $\frac{2}{3}$ от натуры.

изгибу в обратную сторону (что чрезвычайно вредно отзывается на прочности цепи), то станет понятным, почему практика отказалась от длинных звеньев и остановилась на возможно коротком звене для цепи — лишь бы было возможно произвести надежную сварку звена. Ширину звена также невыгодно увеличивать сверх крайней надобности, так как это ослабило бы цепь, сделало бы ее излишне тяжелой и позволяло бы ей путаться. Обои́м указанным усло-

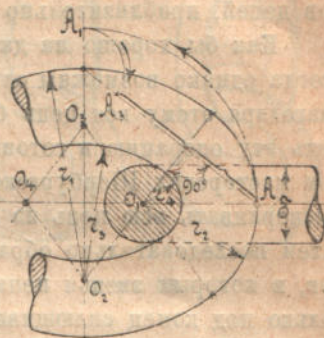
виям наилучшим образом удовлетворяет форма звена английской, короткозвенной цепи, которая почти совершенно вытеснила из употребления цепь с длинными звеньями, хотя она и тяжелей и дороже последней.

Как нет определенной нормы для размеров звена, так нет единства и в очертании кривизны звена, — чуть ли не каждый завод придерживается своих шаблонов. Простую и красивую форму звена цепи можно получить способом, предложенным в свое время проф. Грасгофом (Grashof, 1826 — 1893), представленным на черт. 32 и достаточно ясным без дальнейшего объяснения — эллиптические очертания звена здесь заменены окружностями из центров O_1 , O_2 , O_3 и O_4 .

Звенья простой цепи могут быть образованы или сваркой из отдельных кусков железа, или же без сварки из цельного металла. Наиболее до сего времени распространены цепи сварные (Geschweisste Kette; Chaîne soudée; Welded chain), изготовленные ручным способом. Лишь сравнительно недавно имеются попытки машинного производства сварных цепей, но большого распространения машинное производство пока еще не получило; большую часть стараются предоставить на долю машин все подготовительные процессы — обрезку от металла кусков требуемой длины и

сгибание обрезанных кусков, самую же ответственную часть работы, именно заварку звеньев цепи, почти всегда производят от руки.

Изготовление цепи ручным способом производится следующим образом: от по-лосы круглого железа требуемой толщины по готовому шаблону отрубаются короткие куски, достаточные для изготовления одного звена будущей цепи; у отрубленных кусков оба конца в горячем состоянии расплющиваются наискось, и одновременно с этим каждому такому обрубку вчерне при-дают форму будущего звена. Таким образом подготов-ленное звено остается вдеть в предыдущее, уже закон-ченное отковкою, звено, подогнуть у него концы, про-извести сварку и слегка подправить форму звена. На черт. 32 показано вполне законченное в заготовке цепное звено известного завода Шлипера (Schlieper) в Вестфалии; в видах получения более надежной сварки звена на этом заводе на скошенной поверхности от-тянутых ласок зубилом делается несколько насечек.



Черт. 32.

Звенья цепей тонких номеров свариваются в головке, на конце большой оси более же толстые цепи, где длина звена уже более значительна, часто свариваются сбоку. Если заварка звеньев цепи производится в головке, то в видах уменьшения перетирания звеньев (в том месте, где они взаимно соприкасаются) рекомендо-уется во времяковки цепи поворачивать звенья цепи, через одно, таким образом, чтобы в каждых двух соседних звеньях по парно работали вместе два места с-варки (оба более жесткие), или два целых места (оба более мягкие); в противном случае, т.е. когда место сварки одного звена будет работать по целому месту другого, то послед-нее, более мягкое, будет быстро снашиваться и цепь в очень скором времени может прийти в негодность.



Черт. 33.

Место сварки каждого звена является наиболее слабым его местом, поэтому на качество сварки необходимо обращать самое серьезное внимание; прочность всей цепи зависит от прочности каждого отдельного звена и если во всей цепи есть хотя бы только одно неудачно сваренное звено, следовательно, сильно ослабленное, то прочность всей цепи, даже при высшем материале и лучшей работе во всех остальных своих частях, не будет превышать прочности этого именно слабого звена. Опытный кузнец тут же во время работы очень легко может проверить насколько хорошо выполнена сварка: если к раскаленной еще, только что заваренной ласке приложить молоток и это место быстро почернеет, то это верный признак неудачной сварки. Неплотно прижатые поверхности двух ласок плохо проваренного звена отделены друг от друга плохими проводниками тепла — тонким слоем песку и окалины; прикладывая холодный сравнительно молоток к одной части сварки, мы тем самым быстро охлаждаем только одну ее, в то время как соседние элементы еще остаются горячими — а отсюда резко заметное для опытного глаза местное потемнение по сравнению с остальной частью раскаленного места сварки. Если нужно изготовить цепь с распорками, то последняя (из мягкого чугуна) вставляется в звено сейчас же по окончании сварки его, пока оно еще горячее, а затем ударами ку-вазды по поставленному на ребро звену внутреннюю поверхность звена плотно прижимают к распорке.

Вместо ручной сварки особенно при работе более крупных номеров цепей, где требуется 2—3 молотобойца и уже трудно произвести хорошую сварку, эту работу производят в штампе под паровым молотом или на кулачном прессе: свариваемое звено закладывается до сварочного жара, закладывается в штамп соответствующей формы и

заваривается одним сильным ударом пресса или молота; полученные заусенцы затем срубаются.

Есть еще способ электрической сварки *) цепных звеньев, но такая сварка во-первых, также не всегда удачна, а во-вторых, возможна лишь для малых калибров цепей, приблизительно не толще 16 мм.

Как бы хорошо на данном заводе ни была поставлена работа сварки цепей, всегда однако возможны случаи, что то или другое звено будет плохо проварено и благодаря этому вся цепь будет ослаблена, поэтому неоднократно уже пытались устранить эту операцию и готовить звенья цепи из *целого металла*. В 1881 г. начальником мастерских Шербургского арсенала, *Ури (Oury)*, было предложено вырезывать и высверливать всю цепь из железной полосы специального крестообразного сечения и затем последовательно обрабатывать ее в горячем состоянии под целым рядом штампов, в которых звенья цепи предварительно получают форму круглых колец, и уже только под конец сплющиваются до требуемой для них овальной формы. Опыты, произведенные над цепью *Ури*, показали, что, пользуясь ею, можно при той же крепости иметь эту цепь приблизительно на 30% легче сварной цепи, к сожалению, однако, процесс изготовления ее настолько сложен и стоимость ее настолько высока, что производство цепей указанным способом распространения не получило.

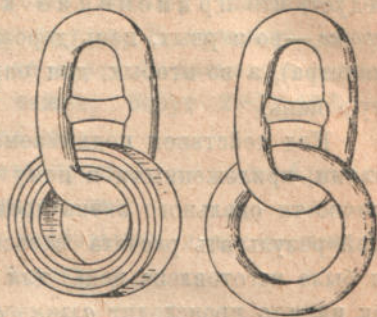
Мыслью *Ури*, получить цепь из целого куска металла, воспользовался *Клатте (Klatte)*, директор одного из крупных железопрокатных заводов в Вестфалии. По предложенному им способу железная полоса, также крестообразного сечения, в горячем состоянии пропускается между 2 парами специальных валков, снабженных углублениями формы звена, затем обрабатывается на долбежных станках, для удаления лишних заусенцев и пленок, и после этого для окончательной отделки звеньев еще раз пропускается через второй прокатный станок. О производительности станков *Клатте* можно получить некоторое представление, если иметь в виду, что последний прокатный станок каждую секунду выпускает около 4 *т* готовой цепи толщиной в 26 мм. Сравнительными испытаниями было выяснено, что цепи приготовленные прокаткою по способу *Клатте* (цепи эти прокатываются из более прочного **) Мартеновского литого железа) приблизительно вдвое прочнее обыкновенных цепей со сварными звеньями лучшей выделки (из мягкого сварочного железа) того же размера, и потому можно только пожалеть, что этот способ изготовления цепей, дающий столь блестящие результаты, также не привился на практике. Повидимому эту неудачу приходится приписать тому обстоятельству, что оборудование цепопрокатного завода (по способу *Клатте*) необходимым комплектом станков, и в особенности специальными, дорого стоящими валками, требует громадных затрат. Кроме этого в данном случае несомненно также влияет и более высокая стоимость этих цепей.

Затем можно отметить способ изготовления звеньев цепи из цельного куска, путем последовательной отливки звеньев из литого железа и прокаткою затем каждого звена для придания ему правильной овальной формы, но и этот способ, дорогой и очень медленный, до сего времени особого распространения не получил.

*) Подобная электрическая сварка цепей введена на цепном заводе Л. Л. Зотова (фирма — Насл. А. А. Смелова) в Нижнем Новгороде. На первом подготовляющем станке с весьма острыми механизмами цепные звенья загибаются и нанизываются последовательно одно на другое, а на втором ставке уже производится заварка стыка заготовленной цепи. Сварка звеньев производится в стык; звенья цепи получаются весьма ровные, с чистой поверхностью и лишь с незначительным утолщением в месте сварки. Все оборудование поставлено французским заводом *Henry Bosshard* в *Charleville'e*.

**) Для процесса прокатки цепи требуется металл очень высокого качества — высокой крепости и при том очень вязкий; Мартеновское железо применяемое для этой цели должно обладать крепостью $Z_0 = 45$ до 50 kg/mm^2 , при удлинении в 18—25%. Готовые цепи испытываются нагрузкой, вызывающей в материале цепи, при расчете на растяжение по ур. 2, см. стр. 30, напряжения $Z = 18 \text{ kg/mm}^2$.

На черт. 34 представлена схема образования в настоящее время цепных сварных звеньев на заводе *Borsiga (Borsigwerk in Oberschlesien)* по способу, изобретенному бельгийцами *Мазюи и Гобб (Masion et Gobbe)*. Тонкая железная лента определенной ширины нагревается до сварочного жара и затем пропускается в специальный станок, в котором она сначала загибается в спираль, а затем тут же заваривается в круглое кольцо квадратного сечения; каждый раз до ввода в станок новой полосы в него предварительно закладывают ранее изготовленное предыдущее звено цепи и таким образом каждая вновь изготовленная спираль тут же, в момент ее образования, как бы наплавляется на предыдущее, только что отделанное звено. Дальнейшей прокаткой в горячем состоянии полученное квадратное сечение кольца перерабатывается в круглое, после чего остается в штампе придать кольцу требуемую овальную форму и вставить в него, если нужно, распорку. Цепь получается очень прочная и ровная.



Черт. 34.

Несмотря на различные попытки ввести машинное изготовление цепей и избежать сварки звеньев цепи из отдельных кусков металла вручную, до сего времени все-таки этот наиболее простой, но и наименее надежный способ остается наиболее распространенным. Материалом для изготовления цепей должно служить *хорошее мягкое железо*, так как *только при этом материале* есть возможность получить вполне надежную сварку. Железо, предназначенное для изготовления цепей, должно иметь *мелкозернистое строение, не содержать серы и фосфора*, должно *легко свариваться* и обладать коэфф. крепости на растяжение Z_0 — от 35 до 38 kg/mm^2 , при удлинении от 22 до 18%.

Большую частью внутренняя длина и вся форма звеньев одной цепи не одинакова и лишь более или менее приближается к среднему, установленному чертежом, размеру, в каждом же отдельном звене цепи допускаются изменения в ту или другую сторону на известную обусловленную договором величину (обыкновенно не более *одной десятой* толщины цепного железа). Но иногда требуется, чтобы звенья цепи все были одинаковой длины: представим себе, что цепь не навивается на барабан с гладкою поверхностью, а огибает блок, на внешней поверхности которого сделаны углубления овальной формы, в точности приходящиеся против звеньев цепи; каждое звено ложится в приготовленное для него углубление и покоится в нем, не подвергаясь *поперечному изгибу*, о котором говорилось выше (черт. 31). Такое правильное попадание каждого звена в соответствующее ему углубление возможно лишь в том случае, если цепь будет *калибрована*, т. е. если *длина всех звеньев цепи в точности одинакова* и соответствует размерам приготовленных на блоке ячеек.

В калиброванной цепи (*Kalibrierte Kette; Chaîne calibrée; Calibrated chain*) каждое звено после заварки его кладется в специальный штамп, в котором ему под молотом придается окончательная требуемая форма; иногда также звенья припиливаются по шаблону, но такая пригонка считается хуже и часто даже условиями приемки цепей не допускается.

Изготовление калиброванной цепи требует более тщательной работы и потому она в продаже всегда несколько дороже; кроме того, раз необходимо, чтобы калиброванная цепь имела *точные размеры в момент ее покупки*, то не менее важно, чтобы эта точность размеров звеньев *сохранялась и во время работы* цепи, необходимо, чтобы звенья цепи под влиянием действующей на них нагрузки деформировались *возможно меньше*. Основываясь на этом, калиброванную цепь в работе никогда не следует нагружать таким грузом, какой мы считаем вполне допустимым для простой некалиброванной цепи, удлинение звеньев которой для нас не имеет никакого значе-

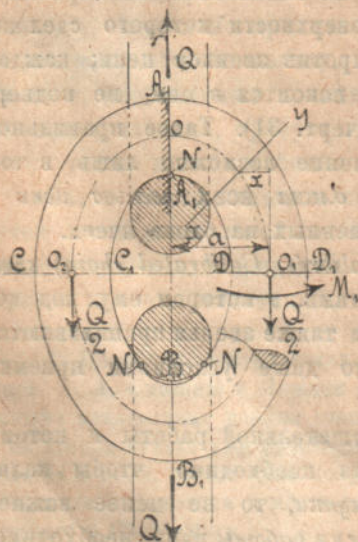
ние. В практике для калиброванной цепи большую частью допускают нагрузку не более 50—65% нагрузки, допускаемой для простой цепи того же размера, а отсюда следует, что применение калиброванной цепи обходится *значительно дороже*,—во-первых, цепь дороже уже сама по себе (сравнивая цены на цепи того же диаметра), а во-вторых, для определенного груза приходится выбирать более толстую цепь.

Под действием поднимаемого груза каждое звено цепи будет нагружено двумя силами, приложенными к нему в местах соприкосновения звеньев. Точный расчет прочности овального звена представляет большие затруднения; помимо этого тот или иной результат расчета зависит от *формы кривизны звена*, которая (как бы точно ни была изготовлена цепь) для каждого звена будет другая, а затем еще и от того, как именно происходит *взаимное прикосновение двух звеньев* между собою, т.-е. в одной точке (черт. 35, вверху), в двух (черт. 35, внизу) или еще какнибудь иначе; в третьих, наконец, теория может разрешить вопрос только по отношению к звену из совершенно *однородного* материала, в действительности же на звене имеется место сварки, где однородность структуры материала несомненно нарушена. На основании всего этого на практике цепь рассчитывается приблизительно (пренебрегая кривизной ее звеньев) только на растяжение в двух сечениях CC_1 и DD_1 (черт. 35) звена, по формулѣ

$$Q = 2 \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot Z \text{ или } \delta = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot Z} \cdot \sqrt{Q}} \dots \dots \dots (2),$$

(где δ —толщина или диаметр цепного железа, пренебрегая напряжениями изгиба, которые (вследствие кривизны очертаний звена) кроме этого растяжения будут иметь место в этих сечениях, но допуская взамен этого более низкие напряжения цепи на растяжение.

Силы Q (черт. 35) стремятся *вытянуть* звено в направлении его большой оси и, наоборот, *сжать* его малую ось и вызывают в материале звена как растягивающие, так и изгибающие напряжения. Перережем цепное звено в сечении DD_1 , отбросим нижележащий отрезок и будем рассматривать верхнюю правую четверть OO_1 . Существовавшее до сего времени равновесие сил теперь (после разреза по DD_1) нарушено; чтобы его восстановить, необходимо к оставшейся верхней части звена приложить в сечении DD_1 не только растягивающую силу $\frac{1}{2}Q$, но еще некоторый момент— M_1 , результат взаимодействия нижней откинутой части звена на оставшуюся верхнюю.



Черт. 35.

Сила $\frac{1}{2}Q$ стремится вращать верхнюю часть OO_1 звена влево, т.-е. *сгибает* кольцо, а силы упругости материала кольца в сечении DD_1 до того, как мы кольцо в этом сечении разрезали, этому изгибу противодействовали, поэтому момент M_1 , заменяющий действие сил упругости материала звена в этом месте стремится *разогнуть* кольцо,—он отрицательный. Часть OO_1 звена можно представить как брус, зашпеленный в сечении AA_1 , нагруженный внешней силой $\frac{1}{2}Q$ и моментом M_1 ; для любого нормального сечения XY этой части звена будет иметь место уравнение $M_x = \frac{1}{2}Q \cdot x - M_1$. Это уравнение вполне решает вопрос, но в каждом отдельном случае его можно разрешить, лишь зная величину момента M_1 , который в свою очередь находится в довольно сложной зависимости от геометрических величин, определяющих вид кривой OO_1 между двумя конечными ее точками. Опасными сечениями цепного звена будут попарно сечения AA_1 и BB_1 , CC_1 и DD_1 . Расчет звеньев эллиптической формы желающие могут найти в курсе *Высшего исчисления* — „Подъемные машины“, в сочинении *Grashof—Elasticität und Festigkeit* и в 18-м бюллетене Иллинойского университета — *The Strength of Chain Links by Goodenough and Moore*; расчет звена круглой формы см. Кифер—Изгиб кривых брусьев, а также *Z. d. V. D. Ingenieure*, 1901 г., статья Бантлина.

Кроме указанного изгиба, в плоскости звена, который испытывают все звенья натянутой по прямой линии цепи, существует, как уже было указано выше, еще дру-

гой, *поперечный* изгиб. Поперечный изгиб звеньев, при определенной длине каждого звена, будет возрастать по мере уменьшения диаметра— $2r$ тех деталей,—барабан, блок,—которые цепь во время работы принуждена огибать; поэтому указанные детали не следует делать слишком малого диаметра. В практике обычно принято диаметры цепных барабанов и блоков делать не менее 20 диаметров цепного железа ($2r \geq 20\delta$) и только иногда, где это особенно важно, берут $2r \geq 16\delta$, но всегда в таких случаях допуская меньшую нагрузку на цепь.

Если соблюдено условие $2r \geq 20\delta$, то для расчета простой, некалиброванной цепи по ур. 2 можно задаваться напряжением растяжения:

1) Для цепей *ручных* кранов, *редко* нагружаемых наибольшим допускаемым грузом и мало находящихся в работе— $Z=6,37 \text{ kg/mm}^2$, и тогда

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{3,14 \cdot 6,37}} \cdot \sqrt{Q} = 0,32 \sqrt{Q} \dots \dots \dots (3);$$

если выразить δ в *см*, а Q в *tn*, то это уравнение примет легко запоминаемый вид

$$\delta_{\text{см}} = \sqrt{Q_{\text{tn}}} \dots \dots \dots (3,а).$$

2) Для цепей *ручных* кранов, находящихся в *постоянной* работе и следовательно, *быстро* снашивающихся— $Z=5,09 \text{ kg/mm}^2$, и тогда

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{3,14 \cdot 5,09}} \cdot \sqrt{Q} = 0,35 \sqrt{Q} \dots \dots \dots (4);$$

если опять выразить δ в *см*, а Q в *tn*, то ур. (4) примет вид

$$\delta_{\text{см}} = \sqrt{1,25 Q_{\text{tn}}} \dots \dots \dots (4,а).$$

В видах увеличения срока службы цепи в этом случае рекомендуется значительно увеличивать диаметры барабанов и цепных блоков по крайней мере до $2r \geq 30\delta$.

3) Для цепей грузоподъемных машин с *механическим* двигателем, где цепь более подвержена толчкам и ударам и где также снашивание ее весьма значительно— $Z=3,18 \text{ kg/mm}^2$, следовательно.

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{3,14 \cdot 3,18}} \cdot \sqrt{Q} = 0,45 \sqrt{Q} \dots \dots \dots (5),$$

или в сантиметрах и тоннах

$$\delta_{\text{см}} = \sqrt{2 Q_{\text{tn}}} \dots \dots \dots (5,а).$$

Для цепей *калиброванных* все вышеуказанные напряжения надо понизить на 35—50%, а для цепей с *распорками*, где звено благодаря распорке значительно прочнее, эти же напряжения можно повысить на 20—25%.

Таблица 1.

Короткозвенные простые цепи зав. Насл. А. А. Смелова, в селе Ратманихе, близ Нижнего-Новгорода.

Толщина цепного железа		Наибольшая допу- скаемая нагрузка	Вес цепи	Толщина цепного железа		Наибольшая допу- скаемая нагрузка	Вес цепи
δ				δ			
дм.	mm	kg	kg/mt	дм.	mm	kg	kg/mt
$\frac{3}{16}$	4,7	188	0,36	$\frac{7}{8}$	22,2	4 560	7,87
$\frac{1}{4}$	6,3	375	0,64	1	25,4	6 000	10,3
$\frac{5}{16}$	7,9	563	1,00	$\frac{11}{8}$	28,6	7 560	13,2
$\frac{3}{8}$	9,5	813	1,50	$\frac{13}{16}$	30,2	8 500	14,6
$\frac{7}{16}$	11,1	1 125	1,93	$1\frac{1}{4}$	31,7	9 375	16,0
$\frac{1}{2}$	12,7	1 500	2,57	$\frac{13}{8}$	34,9	11 310	19,5
$\frac{9}{16}$	14,3	1 875	3,29	$1\frac{1}{2}$	38,1	13 500	23,2
$\frac{5}{8}$	15,9	2 310	4,08	$\frac{15}{8}$	41,3	15 190	27,2
$1\frac{1}{16}$	17,5	2 810	4,72	$\frac{17}{8}$	44,4	18 380	31,5
$\frac{3}{4}$	19,1	3 380	5,86	$1\frac{7}{8}$	47,6	21 250	36,0
				2	50,8	24 000	39,3

Перед тем как пустить новую цепь в работу ее обязательно нужно испытать на двойной груз. Такому же повторному испытанию и внимательному осмотру периодически надо подвергать каждую цепь, находящуюся в работе; через какие именно промежутки времени подобное повторное испытание цепи является необходимым, очень трудно определить так вообще: это вполне зависит от тех условий,

в которых цепь работает—от напряженности работы, работает ли она плавно или с ударами, сильно ли изнашивались отдельные звенья цепи и т. д.

Многие заграничные заводы рекомендуют испытывать цепи через каждые $1\frac{1}{2}$ —2 года работы. В Англии цепи для пловучих маяков после 4-х лет службы уже признаются негодными для дальнейшей работы и по закону должны быть заменяемы новыми. Во французском флоте для якорных цепей допускается истирание звеньев цепи не более 3,5 mm—для цепей толщиной от 36 до 44 mm, и 4,0 mm—для цепей толщиной от 44 до 58 mm, а удлинение цепи на длине 10 звеньев ее не должно быть более 70 mm для первого случая и 80 mm—для второго.

Истирание звеньев цепи бывает двойное



Черт. 36.

неизбежное внутреннее истирание звеньев в том месте, где они между собою соприкасаются (черт 35, N), и внешнее истирание звеньев, если цепь по условиям своей работы по пути следования трется внешними своими очертаниями о посторонние предметы—полы, стены, балки и пр. Этот второй, внешний износ цепи звеньев не следует допускать и для этого рекомендуется поддерживать цепь, где это возможно, на всем ее протяжении направляющими блоками, поставленными в соответствующих местах. На черт. 36 представлены фотографии двух сильно сработавшихся звеньев из цепи туэрного судоходства на р. Шексне, на которых отчетливо видны вышеозначенные два типа снашивания звеньев: внутреннего и внешнего—в данном случае внешнего истирания по существу дела нельзя было устранить, т. к. цепь терлась о песок на дне реки и о палубу баржей; как видно по рисунку, некоторые звенья снаружи сработались весьма сильно (для большей наглядности у левого звена на черт. 36 одна четверть выпилена и представлена рядом в повернутом положении).

Таблица 2.

Короткозвенные простые цепи завода *Bechem & Keetman in Duisburg am Rhein.*

Толщина цепного железа δ mm	Наибольшая до- пускаемая на- грузка*) Q kg	Приблизительный вес цепи q kg/mt	Толщина цепного железа δ mm	Наибольшая допу- скаемая нагрузка Q kg	Вес цепи q kg/mt	Толщина цепного железа δ mm	Наибольшая до- пускаемая на- грузка Q kg	Вес цепи q kg/mt
5	250	0,58	15	2 250	5 06	26	6 760	15,18
6	360	0,81	16	2 560	5,76	28	7 840	17,61
7	490	1,10	17	2 890	6,50	30	9 000	20,22
8	640	1,44	18	3 240	7,28	33	10 890	24,46
9	810	1,82	19	3 610	8 14	36	12 960	29 11
10	1 000	2,25	20	4 000	8,98	39	15 210	34,16
11	1 210	2,72	21	4 410	9,90	43	18 490	41,53
12	1 440	3,24	22	4 840	10,87	46	21 160	47,53
13	1 690	3,80	23	5 290	11,90	49	24 010	53,82
14	1 960	4,41	24	5 760	12,94	52	27 040	60,73

*) Если диаметр цепного блока или барабана 2 r не менее 16 до 20 δ .

Примечания. а) Наружная длина цепного звена = 4,5 δ ; ширина = 3,5 δ ;

б) для цепей машин с быстрым ходом или приводимых в движение от механического двига-
теля рекомендуется допускаемую нагрузку назначать в пределах от $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{2}$ нормы, указанных в
таблице;

в) для цепей таких литейных кранов, в которых литейный ковш долгое время висит на цепях
рекомендуется назначать более низкое напряжение материала цепи;

г) данные в таблице нормы нагрузок при соотношении 2 r = от 16 до 20 δ соответствуют
приблизительно 5-ти кратной надежности цепи на разрыв.

Таблица 3.

Короткозвенные простые и калиброванные цепи завода *Karl Schlieper in Gröne*
(в Вестфалии).

Толщина цепного железа δ mm	Наибольшая допускаемая нагрузка		Вес цепи q kg/mt	Толщина цепного железа δ mm	Наибольшая допускаемая нагрузка		Вес цепи q kg/mt
	для простой цепи	для калибро- ванной цепи			для простой цепи	для калибро- ванной цепи	
	Q kg	Q kg			Q kg	Q kg	
5	250	—	0,60	15	2 400	2 000	5,0
6	400	250	0,80	16	2 750	2 500	6,0
6,5	450	300	0,95	18	3 500	3 000	7,0
7	600	400	1,10	20	4 250	4 000	9,5
8	700	500	1,60	22	5 000	4 500	11,0
9	900	600	1,85	23	5 500	5 000	13,0
10	1 000	750	2,25	24	6 250	5 750	14,5
11	1 250	1 000	3,00	25	6 500	6 000	15,0
12	1 500	1 250	3,50	26	7 000	6 250	16,0
13	1 800	1 500	4,00	28	8 250	6 750	19,0
14	2 100	1 750	4,50	30	9 500	7 500	22,0

Одновременно с повторным испытанием цепи рекомендуется ее *отжечь* нагревая ее до темнокрасного каления, чтобы таким отжигом уничтожить те внутренние напряжения материала (благодаря которым материал становится *хрупким*), которые в нем за время работы цепи появляются от действия нагрузки, а также от неизбежных сотрясений и ударов.

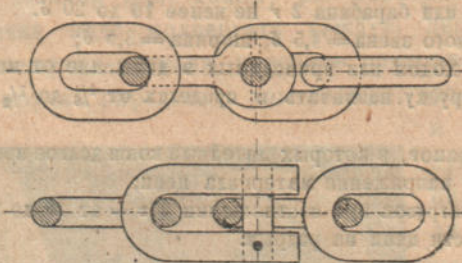
В случае разрыва цепи, а также когда необходимо несколько концов цепи соединить в один, причем нежелательно или нельзя поставить соединительное сварное звено, применяются особые, специально для этой цели изготовленные, *соединительные звенья* (*Verbindungsschäkel*; *Manille d'assemblage*; *Joining schackle* или *Connecting link*). Все соединительные звенья бывают двух типов: одни по своим размерам и внешнему очертанию совершенно подобны звеньям цепи и потому, уместаясь наравне с последними в соответствующих углублениях барабана или блока, могут служить для соединения как простой, так и калиброванной цепи. Звенья второго типа ни по своему размеру, ни по форме не подходят под размеры нормальных звеньев цепи и потому могут применяться только для соединения цепей простых или с распорками, т.-е. там, где форма и длина цепного звена для нас безразличны; для соединения калиброванной цепи они не пригодны.

На черт. 37—40 представлено несколько типов соединительных звеньев: на черт. 37 и 39 для соединения простых и калиброванных цепей, а на черт. 38 и 40—только для цепей некалиброванных. Звенья, представленные на черт. 37 и 38, употребляются

чаще; они очень просты по конструкции, недороги, но сравнительно не прочны; другие 2 типа в этом отношении лучше, но они оба несколько дороже. Что касается звена, изображенного на черт. 37, то причина почему оно сравнительно слабо ясна без объяснения; если звено сделано из хорошей стали, то оно вполне



Черт. 37.



Черт. 38.

не годно для соединения концов сравнительно мало нагруженной *калиброванной* цепи—для соединения же сильно нагруженных цепей его рекомендовать нельзя, т.-к. оно не выдерживает и легко разрывается.

Соединительное звено на черт. 38 более прочно, но и оно легко разрывается, особенно если цепь огибает крутые закругления, как это показано на черт. 41; на чертеже виден момент, когда на поверхности крутого закругления (напр. борта у якорной клюзы на судах) легло соединительное звено. Звено *A* защемяно в скобе *B* соединительного звена и, само подвергаясь сильному изгибу моментом *Q.L*, в свою очередь стремится разогнуть скобу *B*, нажимая на верхнюю часть скобы силой *N*. Действие силы *N* в первую очередь стремится срезать шпильку *C*, на такую силу совершенно на рассчитанную, и потому слишком слабую, а затем уже срезав шпильку—разогнуть скобу *B*, для такого воздействия сила также слишком слабую. Опыты показали, что если скобу *B* нагрузить в условиях, как показано на черт. 41, то она разламывается уже при нагрузке не более $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{2}$ груза, выдерживаемого всей остальной цепью. Другими словами соединительное звено черт. 39 на крутом закруглении оказывается в 5—7 раз слабее цепи, для соединения концов которой оно вставлено *).

На черт. 40 даны детали и общий вид стального соединительного звена завода *Бехем и Кетмана* в Дунсбурге для якорных цепей, применяемого в настоящее время

*) См. журнал *Schiffbau*, 1903—04 г., стр. 497.

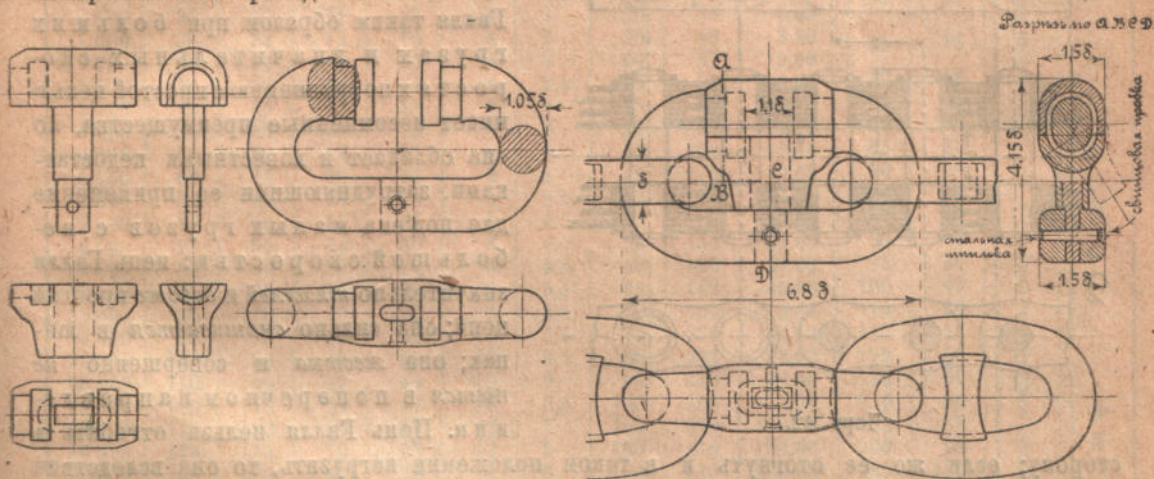
в германском флоте, которое не обладает вышеуказанным недостатком, очень прочно, и как длинной, так и внешней своей формой, не отличается от прочих звеньев цепи.

В тех случаях, когда калиброванная цепь навивается на зубчатый блок или звездочку не вся, а только на известной длине, калиброванной выполняют только эту именно часть цепи (с достаточным запасом), а всю остальную цепь наращивают цепью простой, некалиброванной, часто даже более тонкого калибра.

Есть еще одна деталь — *вертлюг*, не применяемая для цепей грузоподъемных машин, которую однако в известных случаях необходимо вставить в цепной канат. Назначение вертлюга предохранить цепь от напряжений скручивания. С подобным явлением приходится встречаться в якорных цепях, где положение стоящего на якоре судна по отношению к засевшему в грунте якорю постоянно меняется, и где вследствие этого цепь легко могла бы закрутиться и оборваться, так как по своей конструкции она для такого вида нагрузки совершенно не пригодна.



Черт. 39.

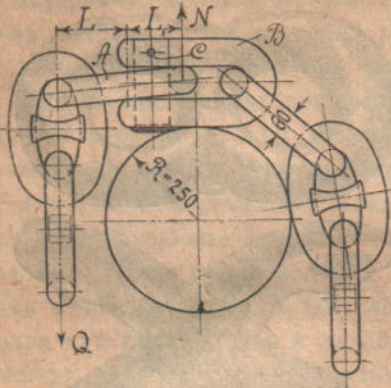


Черт. 40.

Когда цепь необходимо прикрепить к крану, к тележке и пр. деталям, то она смотря по местным условиям заканчивается одним или несколькими концевыми звеньями специальной формы. Примеры таких случаев представлены в Атласе на табл. 1, фиг. 14, 31—36; на табл. 3, фиг. 16, 19 и 20; на табл. 8а, направо внизу; на табл. 20, фиг. 12; на табл. 45, фиг. 3.

3. Шарнирная цепь, или цепь Галля (*Gelenkkette, Lamellenkette, Galsche Kette, Chaîne—galle; Pitch chain*) набирается из ряда параллельных стальных валиков, с шипами на концах (черт. 42), которые попарно соединены между собою тонкими пластинками формы 1 или 2, вырезанными из стали или из мягкого сварочного железа; после того как пластинки надеты на соответствующие шипы, последние (чтобы пластинки не спадали) расклепываются (черт. 43, типы *a* и *b*) или прошиваются стальными шпильками (типы *d*, *e* и *f*), а иногда на них навинчивается гаечка с бляшкой (тип *c*). Все пластинки просверливаются в точности одинаково, диаметры D и d всех валиков тоже строго одинаковы, так что готовая цепь представляет из себя как бы гибкую полосу с цевками, поставленными одна от другой на определенном и одинаковом для всей цепи расстоянии t , называемом шагом или длиной звена цепи. На

конце цепь заканчивается обыкновенно более толстым болтом и, соответственно этому, более удлиненными пластинками (B и T на черт. 44); при помощи этого болта цепь



Черт. 41.

можно прикрепить к любой детали крана. Цепь Галля обыкновенно заставляют огибать узкое зубчатое колесо—звездочку, во впадины между зубцами которого среднюю свою свободную часть ложатся валики цепи, а пластинки цепи свободно свешиваются по ту и другую сторону звездочки.

Как элемент грузоподъемных машин цепь Галля, по сравнению с простой сварной цепью обладает одним существенным преимуществом—она вся составлена из цельных элементов, без сварки или спайки, и потому очень надежна в работе; помимо этого, наиболее ценного ее преимущества, цепь Галля меньше, деформируется в работе, а потому плавнее

работает и не так легко защемляется в углублениях звездочки. Она вследствие этого может быть применена также в тех случаях, когда требуется сравнительно большая скорость

подъема, не более однако 2, 5—3, 5 мт

в секунду, где применение сварной калиброванной цепи уже невозможно. Цепь

Галля таким образом при больших грузах и значительных скоростях по сравнению с простой цепью

имеет несомненные преимущества, но она обладает и известными недостатками, затрудняющими ее применение

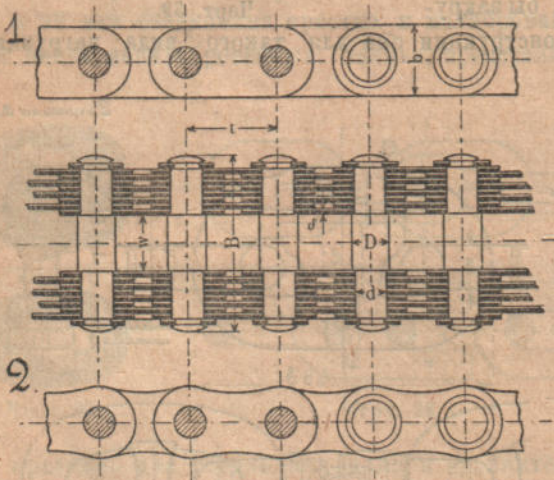
для подъема малых грузов с небольшой скоростью: цепь Галля значительно тяжелее и дороже простой

цепи; она сильно снашивается в минах; она жестка и совершенно не

гибается в поперечном направлении. Цепь Галля нельзя отгибать в

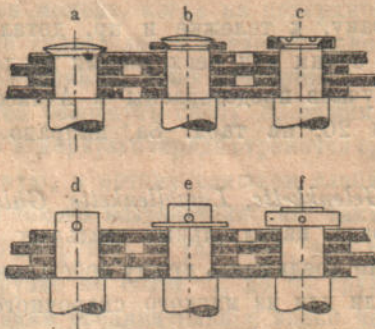
сторону; если же ее отогнуть и в таком положении нагрузить, то она вследствие

односторонней нагрузки легко разрывается.

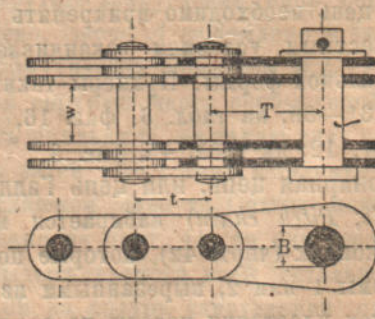


Черт. 42.

сторону; если же ее отогнуть и в таком положении нагрузить, то она вследствие односторонней нагрузки легко разрывается.



Черт. 43.



Черт. 44.

Точный расчет прочности цепи Галля представляет некоторые трудности, как вследствие неопределенности в распределении нагрузки между несколькими пластинками, так и вследствие неопределенности прогиба валиков. В виду этого выбор соответствующего номера цепи обыкновенно делается по таблицам (составленным на основании опытов) тех заводов, которые занимаются изготовлением этих цепей.

Таблица 4.

Цепи Галля завода *Otto Kötter in Barmen (Westphalen)*.

Наибольшая допустимая нагрузка.	Длина звена	Диаметр		Диаметр шейки.	Число пластин	Толщина пластин	Ширина пластин	Полная ширина цепи	Вес цепи	Длина концевого звена		Диаметр концевого болта	Форма пластин (см. черт. 42).	Тип замка (см. черт. 43).
		средней утолщенной части болта												
		Длина	Диаметр											
Q	t	w	D	d	i	σ	b	B	q	T	B			
kg	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	kg/mt	см. черт. 44				
										mm	mm			
50	10	8	4	3	2	1,5	8	17	0,40	15	6	Вырезанные пластины по типу 2.	Тип а.	
90	13	10	5	4	2	1,5	11	19	0,62	18	6			
100	15	12	5	4	2	2	12	23	0,70	20	6			
100	16	12	5	4	2	2	12	23	0,82					
150	17	13	6	5	2	2	13	25	0,91	25	9			
250	20	15	8	6	2	2	15	28	1,00					
500	25	18	10	8	2	3	18	38	2,00	30	12			
750	30	20	11	9	4	2	20	45	2,70	40	13			
800	30	20	11	9	4	3	20	55	4,00					
1000	35	22	12	10	4	2	26	48	3,80	45	15			
1200	35	22	12	10	4	3	26	57	5,00					
1500	40	25	14	12	4	2,5	30	56	5,00	50	18	Прямые пластины по типу 1.	Тип б.	
2000	45	30	17	14	4	3	35	65	7,10	55	21			
3000	50	35	22	18	6	3	38	88	11,20	60	26			
4000	55	40	24	21	6	4	40	108	16,50	65	32			
5000	60	45	26	23	6	4	46	115	19,00	70	34			
6000	65	45	28	25	6	4,5	52	125	24,70	80	36			
7500	70	50	32	28	8	4,5	52	150	32,00	85	40			
8500	75	55	34	30	8	4,5	56	155	34,00	90	42			
10000	80	60	36	32	8	4,5	60	160	37,00	95	45			
12500	85	65	48	34	8	5,5	65	182	45,80	100	47			
15000	90	70	40	37	8	5,5	70	190	50,60	110	50			
17500	95	75	33	39	10	5,5	72	218	64,50	115	52			
20000	100	80	46	41	10	5,5	80	225	82,00	120	56			
25000	110	90	50	44	10	6	90	240	96,00	130	60			
30000	120	110	54	47	10	6,5	100	300	112,00	140	66			
40000	140	120	60	52	12	7	110	360	150,00	165	80			
50000	170	145	70	62	12	8	130	410	190,00	200	95	Тип д.		
60000	200	170	84	72	12	9	150	470	250,00	230	105			
75000	250	200	100	85	12	10	175	530	325,00	280	120			

1) Нормы нагрузок этой таблицы соответствуют приблизительно 5-кратной надежности цепи на разрыв.

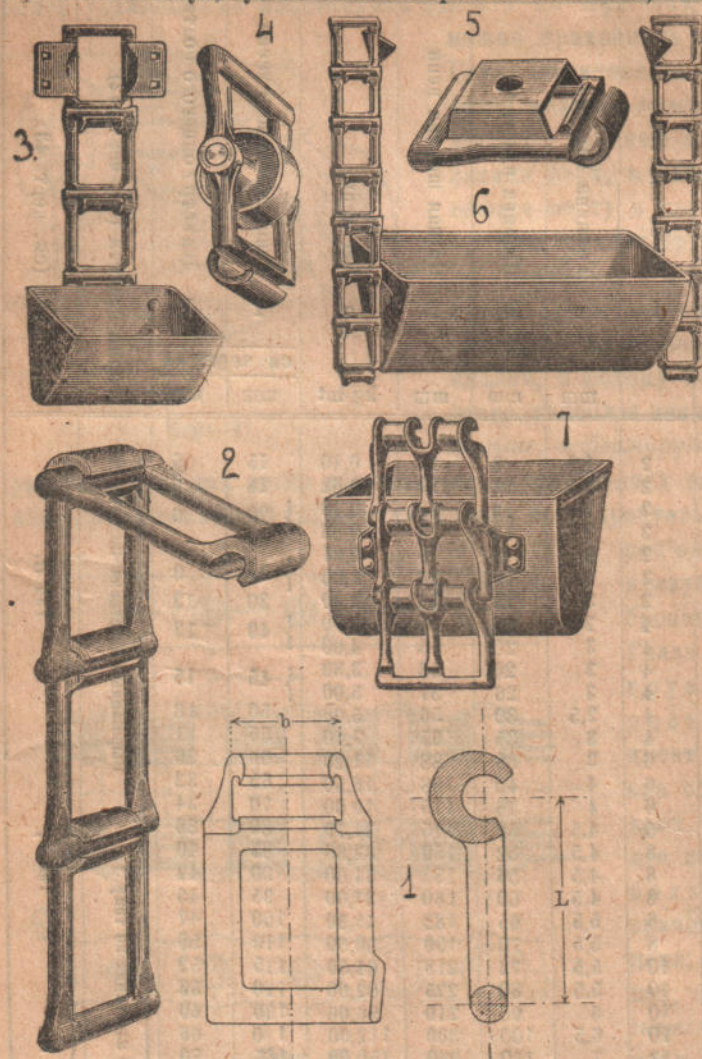
2) Все буквенные обозначения размеров этой таблицы согласованы с обозначениями на черт. 42, 43 и 44.

3) При значительной скорости подъема ($v \approx 2-3$ м в секунду) нагрузка цепи должна быть не более $\frac{1}{8}$ норм указанных в настоящей таблице.

4. Американская или крючковая цепь (*Zerlegbare Kette, Hackenkette; Chaîne a maillons détachables, Chaîne à crochets; Hoock link chain*), подобно цепи Галля, набирается из отдельных элементов, изготовляемых из ковкого чугуна [или литой стали, но отличается от первой тем, что легко может быть разобрана. Этот тип цепей (черт. 45) главным образом применяется в элеваторах, конвейерах и пластинчатых транспортерах.

Главным достоинством крючковой цепи является возможность быстрой разборки цепи и замены любого звена новым. Чтобы вынуть звено, необходимо ослабить цепь, затем повернуть звено вокруг оси шарнира настолько, чтобы прорез одного звена

пришелся против стойки другого, как это представлено на черт. 45 под № 2, и тогда выдвинуть звено вбок, вдоль оси шарнира; когда цепь натянута, то звенья ее сами раскрываются не могут, нужно только обратить внимание, чтобы звенья цепи, огибая на



Черт. 45.

своем пути ведущие и направляющие ее блоки, всегда должны были на поверхность блока своей задней стороной. На черт. 45 представлено несколько примеров прикрепления к цепи ковшей (№№ 3, 6 и 7) и поддерживающего ее каточка (№ 4). Из приведенных примеров видно, насколько просто и легко можно составить цепь для данной определенной цели, набирая в нее известное количество нормальных звеньев и вставляя между ними в соответствующих местах то или другое звено специальной формы, но обязательно того же калибра, т.е. одинаковой ширины b и длины L (см. черт. 45, № 1). Многие фирмы готовят звенья цепи литыми или штампованными из лучшей тигельной стали, и тогда вся цепь для той же нагрузки получается значительно легче чугуновой.

Скорость движения цепи рекомендуется брать небольшую и лишь в исключительных случаях можно скорость дви-

жения цепи доводить до 3 m в секунду. В таблицах крюковых цепей заводами *) обыкновенно даются цифры пробной или разрывающей нагрузки для цепей; для заданной нагрузки необходимый номер цепи надо выбирать соображаясь с этими таблицами, причем рабочую нагрузку цепи в видах уменьшения сжатия шарниров рекомендуется брать не более $\frac{1}{3}$ пробного, или $\frac{1}{10}$ разрывающего груза.

Для того чтобы уменьшать снашивание пинов цепей очень сильно нагруженных, напр., в элеваторах для больших грузов, конструкцию звеньев цепи несколько изменяют: вместо открытых крючков в звеньях делают ушки и сквозь них пропускают каменные стальные болтики; часто еще сверх того внутрь отверстий ушков вставляют стальные каменные трубки и тогда во время работы цепи снашиваться будут только соприкасающиеся между собою каменные поверхности стальных болтиков и втулочек.

5. Пеньковые канаты (*Hanfseil; Corde de chanvre; Hemp rope, Manila*) очень редко применяются для постоянной работы ворот и кранов, но ими часто пользуются для подема сравнительно небольших грузов посредством лебедок и полиспастов, на постройках и вообще на работах, имеющих временный, случайный характер.

*) Из заводов, приготовляющих крюковые цепи можно указать: *Meier und Weichelt* в Дрездене, *Piat* в Париже, *Stolz* в Штутгарте.

Для постоянных работ пеньковые канаты уже давно почти совершенно вытеснены цепями, о которых уже говорилось выше, и стальными канатами, о которых мы еще будем говорить дальше. Причина этого кроется в сравнительной непрочности и недолговечности пенькового каната, хотя при покупке он и обходится значительно дешевле как цепей, так и стальных канатов.

Пеньковые канаты, применяемые для под'ема грузов, большею частью плетутся из трех прядей; действительная площадь поперечного сечения каната при этом способе плетения составляет приблизительно от 60 до 70% площади круга, описанного вокруг каната, но для упрощения при расчетах обыкновенно принимается *полная* площадь поперечного сечения каната (не вычитая пустот). При расчете канатов предполагается, что все волокна каната напряжены равномерно, что тоже не соответствует действительности, ибо волокна лежат не параллельно оси каната, а расположены по винтовым линиям с различными углами наклона завитков. Далее при расчете пеньковых канатов необходимо обращать внимание будет ли канат *смоленый* или *несмоленый*, т. к. смоленый канат хотя и *долговечнее* (особенно в сыром месте), но *слабее* несмоленого приблизительно на 15—20%; объясняется это явление вредным действием кислот, содержащихся в смоле, на волокна пеньки—они ее ослабляют, отчасти раз'едают. Наконец еще весьма важное условие, которое имеет очень значительное влияние на прочность и долговечность пенькового каната, это *размер блоков*, которые данный канат будет принужден огибать в работе:—следует по возможности избегать ставить блоки слишком малого диаметра. Когда канат диаметра d наложен на блок или барабан диаметра D^{**} , то волокна каната, обращенные к телу блока, и волокна, обращенные наружу, бывшие первоначально (когда канат был прямой) одинаковой длины, теперь уже будут иметь различную длину. Наружные волокна, огибающие окружность большого диаметра, будут больше вытянуты, и на длине одного полного оборота каната на барабане разность длин внешних и внутренних волокон всегда, при каком угодно диаметре барабана, будет одна и та же, именно $\pi(D+d) - \pi(D-d) = 2\pi d$. Очевидно влияние этого удлинения на прочность волокон каната будет тем больше, чем на меньшей длине каната это удлинение будет получено (длина одного оборота), т. е. чем диаметр барабана будет меньше и наоборот.

Таблица 5.

Пеньковые канаты завода *Felten & Guillaume bei Köln*.

Диаметр каната d mm	Баденская пенька.				Русская пенька.			
	Несмоленные канаты		Смоленные канаты		Несмоленные канаты		Смоленные канаты	
	Разрываю- щая нагрузка	Вес каната	Разрываю- щая нагрузка	Вес каната	Разрываю- щая нагрузка	Вес каната	Разрываю- щая нагрузка	Вес каната
	Q_0 kg	q kg/mt	Q_0 kg	q kg/mt	Q_0 kg	q kg/mt	Q_0 kg	q kg/mt
16	1 840	0,21	1 600	0,23	1 600	0,20	1 410	0,22
18	2 320	0,25	—	—	2 030	0,24	—	—
20	2 800	0,32	2 520	0,36	2 520	0,31	2 200	0,35
23	3 760	0,37	3 330	0,43	3 330	0,36	2 900	0,42
26	4 800	0,53	4 250	0,58	4 250	0,51	3 710	0,56
29	5 920	0,64	5 300	0,70	5 300	0,62	4 620	0,70
33	7 780	0,80	6 850	0,90	6 850	0,78	5 980	0,87
36	9 160	0,96	8 150	1,07	8 150	0,93	7 120	1,04
39	10 700	1,06	9 550	1,18	9 550	1,03	8 350	1,15
46	15 000	1,55	13 300	1,73	13 300	1,50	11 620	1,68
52	19 100	2,03	17 000	2,24	17 000	1,97	14 860	2,18

***) Диаметры ценных и канатных барабанов и блоков условно принято мерить до центра или каната, положенных на поверхности барабана; в действительности, следовательно, диаметр внешней поверхности канатного барабана будет $D-d$.

Таблица 6.

Пеньковые канаты из русской пеньки Т-ва канатной фабрики И. Гот в Петрограде.

Размер каната	Диаметр каната	Разрывающая нагрузка ²⁾ для нового несмоленого каната		Вес каната			
				несмоленого		смоленого	
				в кругах по 120 с.ж.	1-го погонного метра	в кругах по 120 с.ж.	1-го погонного метра
				G_1	q_1	G_2	q_2
$\pi d^1)$	d	$Q_0^3)$					
дюймы	mm	пуды	kg	пуды	kg/mt	пуды	kg/mt
1	8,1	18	300	0,63	0,040	0,75	0,048
1,5	12,1	45	740	1,75	0,112	2,—	0,128
2	16,2	80	1300	3,25	0,218	4,—	0,256
2,5	20,2	125	2050	5,—	0,320	6,—	0,384
3	24,3	180	2950	6,75	0,432	8,—	0,512
3,5	28,3	245	4010	9,—	0,606	11,—	0,704
4	32,3	320	5240	12,—	0,77	14,—	0,90
4,5	36,4	400	6550	14,75	0,94	18,—	1,21
5	40,4	500	8190	18,—	1,21	22,—	1,41
5,5	44,5	600	9830	22,—	1,41	27,—	1,82
6	48,5	700	11470	27,50	1,76	33,—	2,11
6,5	52,5	820	13430	31,50	2,02	38,—	2,43
7	56,6	950	15560	36,50	2,34	44,—	2,82
7,5	60,6	1100	18000	42,—	2,69	52,—	3,33
8	64,7	1250	20500	48,—	3,07	59,—	3,78
8,5	68,7	1400	22900	53,—	3,39	67,—	4,29
9	72,8	1600	26200	58,—	3,71	74,—	4,74
9,5	76,8	1800	29500	65,—	4,16	87,—	5,57
10	80,9	2000	32800	72,—	4,61	90,—	6,06
10,5	84,9	2200	36000	80,—	5,12	98,—	6,57
11	88,9	2400	39300	88,—	5,63	108,—	6,91
11,5	92,9	2600	42600	98,—	6,57	120,—	7,68
12	97,0	2800	45900	112,—	7,17	132,—	8,35

¹⁾ На русских заводах каната размер измеряется не его диаметром d , а длиной окружности πd , описанной вокруг поперечного сечения каната.

²⁾ Завод советует назначать для новых канатов наибольшую допускаемую в работе нагрузку каната не больше $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{8}$ указанного в таблице разрывающего груза.

³⁾ Канаты смоленые слабее на 15—20%.

Чем больше диаметр D барабана, при том же d и чем слабее крутка каната, тем менее опасно для прочности каната перегибание его через барабан или блок.

На практике установлены следующие соотношения диаметров блоков и барабанов для пеньковых канатов:

для воротов и кранов ручных $D \geq 10 d$,

с машинным приводом $D \geq 50 d$,

для шахтных подъемников $D \geq 80 d$.

При указанных размерах канатных блоков и барабанов для нового несмоленого каната можно допустить напряжение растяжения $Z \leq 1 \text{ kg/mm}^2$ и тогда для такого каната мы будем иметь расчетное уравнение $Q = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot 1$, или

$$d = 1,13 \sqrt{Q} \quad (6).$$

Уменьшать диаметры блоков и барабанов против вышеуказанных норм не рекомендуется; в исключительных случаях допускаются и меньшие размеры, но не менее $D \geq 7d$, $D \geq 30d$ и $D \geq 50d$, для тех же указанных выше 3-х случаев, но при том обязательном условии, что канат все блоки на своем пути отгибает в одном направлении, не перегибаясь в ту и в другую сторону. Двойное перегибание каната (см. черт. 60, внизу) вообще вредно отзываясь на его прочности и долговечности, и потому его следует избегать; при большом диаметре блоков однако оно все же допу-

стимо, но если диаметры блоков меньше нормальных размеров, то перегибания каната на блоках в разные стороны ни в коем случае допускать нельзя. Кроме того, имея в виду сильный перегиб каната вокруг блока малого диаметра, и потому быстрое перетирание его волокон, еще необходимо уменьшить допускаемое напряжение каната в работе и брать $Z \leq 0,75 \text{ kg/mm}^2$; расчетное уравнение для несмоленых пенковых канатов в этом более опасном для них случае будет $Q = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot 0,75$, или

$$d = 1,3 \sqrt{Q} \dots \dots \dots (6, a).$$

При внешнем осмотре и при покупке каната надо иметь в виду, что канаты, свитые очень туго из крученой нитки на вид более аккуратные и красивые, — будут слабее, чем канаты, свитые слабо из некрученой или мало крученой нитки; последние на вид не так ровны и чисты, но обладают большей прочностью. В сухом помещении можно ставить несмоленные канаты, но на открытом воздухе или в сыром месте лучше ставить канаты смоленные; в сыром месте несмоленный канат легко притягивает влагу, сильно при этом сокращается в длине и теряет почти половину своей первоначальной прочности.

Если требуется сростить два каната, то не следует делать сращивание на слишком короткой длине; в английской практике считают необходимым иметь длину сростка не менее 6 до 9 футов (2—3 метров).

6. Проволочные канаты (*Drahtseil; Câble en fils métalliques, Câble métallique; Wire rope*), применяемые для подъема грузов плетутся из проволок толщиной от 0,4 до 3 (редко более) миллиметров, изготовленных из лучшей тигельной стали с коэф. крепости в среднем от 90 до 180 kg/mm^2 , а в исключительных случаях даже до 250 kg/mm^2 . В видах предохранения проволоки от ржавчины ее часто покрывают цинком.

До последнего времени покрывание проволок тонким слоем цинка производили протаскивая ее через расплавленный цинк; во время этого процесса проволока нагревалась, при этом отпускаясь и потому теряла около 10% своей первоначальной крепости. На заводе *Вальтера (Waller)* в Дунсбурге введена оцинковка стальной проволоки особым патентованным холодным способом, при котором подобного понижения крепости проволоки не наблюдается; кроме того при этом способе оцинковки слой цинка весьма прочно держится на поверхности проволоки и не отслаивается, в виду чего на готовом канате не может быть случаев местного обнажения поверхности стали.

Обычное покрывание проволоки цинком гальваническим путем имеет тот недостаток, что цинк во время работы каната легко отстает от проволоки; проволока таким образом обнажается в этих местах и подвергается ржавчине.

Прибавка в расплавленную сталь известного процента никкеля также значительно повышает сопротивляемость стали окислению, к сожалению однако небольшая прибавка никкеля не оказывает еще заметного улучшения, а значительная прибавка никкеля сильно повышает стоимость каната. Проволока, напр., из тигельной стали с 2% никкеля уже почти вдвое дороже обыкновенной проволоки из Мартеновской стали с коэф. крепости в 120 kg/mm^2 и больше чем вдвое дороже проволоки из чистой тигельной стали с коэф. крепости в 180 kg/mm^2 .

Первые проволочные канаты, применявшиеся в начале XIX-го столетия для висячих мостов, были не плетеные, а были составлены из ряда параллельных проволок, которые на известных расстояниях по длине каната были стянуты кольцами. Позднее вместо отдельных колец, которые недостаточно прочно держались на своих местах и часто сползали, стали применять сплошную спиральную оплетку срединных прямых проволок, и только в 1834 году в Гарцских рудниках были поставлены первые плетеные проволочные канаты, изобретенные управляющим горным округом на Гарце Альбертом (*Albert, 1787—1846*) *).

*) O. Porre. Beiträge zur Geschichte der Erfindungen, IV Lieferung, Das Drahtseil.

Таблица 7.

Проволочные канаты для кранов и подъемников завода Рижского Аки. Об-ва проволочной промышленности из мартеповской и патентованной тигельной стали.

Диаметр барабана D	Диаметр каната d		Диаметр проволоки δ	Число струг	Число проволок			Разрывающая нагрузка для каната Q ₀			Всё 100 пог. фут. каната в футах
					в струге	в канате	Число ленточных проволок	из марганцевой стали			
	из марганцевой стали	патентованной тигельной стали						твердой	мягкой		
дм.	дм.	mm	mm					kg	kg	kg	
10	3/8 7/16 1 1/2 1 1/8	9,5	0,5	6	10+16	156	7	1200	3600	2700	22
		11,1	—	7	10+16	182	8	1400	4200	3150	25
		12,7	—	6+12	6+12	324	19	2550	7650	5740	44
		14,3	—	5+11	9+15	383	17	3000	9000	6750	52
12	1/2 5/8 1 1/8 1 1/4	12,7	0,6	6+12	3+9	216	1	2450	7350	5510	41
		14,3	—	6+12	5+11	288	16	3250	9750	7310	55
		15,9	—	4+10	9+15	336	15	3800	11400	8550	64
		17,5	—	4+10	10+16	364	15	4100	12300	9225	69
14	5/8 1 1/8 3/4 1 3/8	15,9	0,7	6+12	4+10	252	1	3900	11700	8775	65
		17,5	—	6+12	6+12	324	19	5000	15000	11250	84
		19	—	6+12	7+13	360	19	5550	16650	12485	93
		20,6	—	6+12	9+15	432	19	6650	19950	14960	111
16	3/4 7/8 1 1/8 1 1/4	19	0,8	6+12	5+11	288	19	5800	17400	12550	97
		20,6	—	6+12	6+12	324	19	6500	19500	14625	110
		22,2	0,9	6+12	7+13	360	19	8200	24600	18450	140
		23,8	—	6+12	8+14	396	19	9100	27300	20475	158
20	1 1/8 1 1/4 1 1/2 1 3/4	23,8	1	6+12	5+11	288	19	9000	27000	20250	152
		25,4	—	6+12	6+12	324	19	10100	30300	22725	172
		27	1,1	6+12	6+12	324	19	12300	36900	27675	207
		28,6	—	6+12	7+13	360	19	13600	40800	30600	231
24	1 1/8 1 1/4 1 1/2 1 3/4	28,6	1,2	6+12	5+11	288	19	13000	39000	29250	220
		30,2	—	6+12	6+12	324	19	14600	43800	32850	248
		31,8	—	6+12	8+14	396	19	16300	48900	36675	302
		34,9	—	6+12	9+15	432	19	19500	58500	43875	330
28	1 3/8 1 1/2 1 3/4 2	14,3	1,2	6	3+9	72	1	3250	9750	7310	54
		15,9	—	6	4+10	84	1	3800	11400	8550	63
		17,5	—	6	1+6+12	114	1	5150	15450	11585	81
		20,6	—	6	3+9+15	162	1	7300	21900	16425	120
32	2 2 1/4 2 1/2 2 3/4	17,5	1,3	6	4+10	84	1	4450	13350	10010	73
		19	—	6	1+6+12	114	1	6050	18150	13610	100
		20,6	1,4	6	1+6+12	114	1	7000	21000	15750	115
		25,4	—	6	3+9+15	162	1	9950	29850	22385	160
50	2 3/4 3 3 1/4 3 1/2	17,5	1,5	6	3+9	72	1	5100	15300	11475	83
		20,6	—	6	4+10	84	1	5900	17700	13275	97
		22,2	—	6	1+6+12	114	1	8050	24150	17110	132
		27	—	6	3+9+15	162	1	11450	34350	25760	185
60	3 1/2 3 3/4 4 4 1/4	22,2	1,6	6	4+10	84	1	6750	20250	15185	110
		23,8	—	6	1+6+12	114	1	9150	27450	20585	150
		28,6	—	6	3+9+15	162	1	13000	39000	29250	210
		31,8	—	6	4+10+16	180	1	14450	43350	32510	240

Таблица 8.

Стальные проволочные канаты для кранов завода Th. & W. Smith в Нью-Кэстле и в Гамбурге.

Проволоки из английской тигельной стали с коэфф. крепости $Z_0=135 \text{ kg/mm}^2$.													
Тип А, канаты гибкие. 6 стренг по 12 провол., 7 пеньк. прокл.					Тип В, канаты особенно гибкие. 6 стренг по 24 провол., 7 пеньк. прокл.					Тип С, канаты специально гибкие. 6 стренг по 31 пров. 7 пеньк. прокл.			
Диаметр ка- ната.	Диаметр про- волока.	Наименьший диам. при сги- бании.	Разривающая нагрузка.	Вес каната.	Диаметр про- волока.	Наименьший диам. при сгибании	Разривающая нагрузка	Вес каната	Диаметр про- волока	Наименьший диам. при сги- бании	Разривающая нагрузка	Вес каната.	
d	δ	D	Q ₀	q	δ	D	Q ₀	q	δ	D	Q ₀	q	
mm	mm	mm	kg	kg/mt	mm	mm	kg	kg mt	mm	mm	kg	kg/mt	
8	0,53	32	2 130	0,17	0,44	26	2 950	0,23	0,38	19	2 700	0,21	
10	0,66	49	3 300	0,26	0,55	39	4 620	0,35	0,47	29	4 170	0,33	
12	0,80	71	4 770	0,38	0,66	57	6 650	0,51	0,57	43	6 000	0,47	
14	0,93	96	6 500	0,51	0,78	78	9 050	0,69	0,66	58	8 150	0,64	
16	1,06	126	8 500	0,66	0,89	102	11 900	0,90	0,76	76	10 650	0,83	
18	1,20	160	10 650	0,83	1,00	128	14 900	1,13	0,85	96	13 450	1,06	
20	1,33	198	13 200	1,00	1,11	158	18 500	1,39	0,95	120	16 650	1,29	
22	1,46	238	16 000	1,24	1,22	190	22 350	1,69	1,04	145	20 100	1,57	
24	1,60	285	19 050	1,49	1,33	228	26 600	2,00	1,14	171	23 900	1,86	
26	1,73	335	22 350	1,74	1,44	266	31 200	2,36	1,23	200	28 000	2,19	
28	1,86	387	25 900	2,00	1,55	310	36 000	2,73	1,33	234	32 500	2,53	
30	2,00	445	29 700	2,31	1,66	355	41 600	3,13	1,42	265	37 600	2,91	
32	2,13	510	33 780	2,63	1,78	405	47 200	3,58	1,52	305	42 700	3,30	
34	2,26	570	38 100	2,98	1,88	455	53 300	4,00	1,62	345	48 200	3,72	
36	2,40	635	42 700	3,33	2,00	510	60 000	4,52	1,71	386	53 900	4,22	
38	2,53	700	47 750	3,75	2,11	570	66 500	5,00	1,81	427	60 000	4,67	
40	2,66	785	52 800	4,10	2,22	635	74 100	5,58	1,90	477	66 000	5,21	
42	2,80	875	58 400	4,52	2,32	700	81 300	6,10	2,00	525	73 100	5,71	
44	2,93	952	64 000	4,96	2,45	760	89 400	6,70	2,11	570	80 300	6,20	
46	3,06	1040	70 100	5,46	2,55	840	97 500	7,32	2,22	625	88 400	6,82	

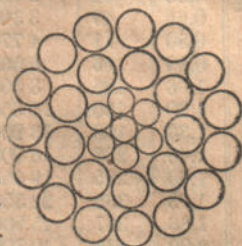
Проволоки из английской ковanej тигельной стали с коэфф. крепости $Z_0=180 \text{ kg/mm}^2$.

Тип Д, канаты гибкие. 6 стринг по 19 провол., 1 пеньк. прокл.					Тип Е, канаты особенно гибкие. 6 стринг по 31 провол., 1 пеньк. прокл.					Тип Ф, канаты специально гибкие 6 стринг по 37 пров., 1 пеньк. прокл.				
8	0,53	51	4 270	0,24	0,44 — 0,29	38	4 270	0,24	0,38	26	4 270	0,24		
9	0,60	63	5 380	0,30	0,50 — 0,33	48	5 380	0,30	0,42	32	5 380	0,30		
10	0,66	79	6 600	0,38	0,55 — 0,36	60	6 600	0,38	0,47	40	6 600	0,38		
11	0,73	97	8 130	0,45	0,61 — 0,40	72	8 130	0,45	0,52	49	8 130	0,45		
12	0,80	114	9 650	0,52	0,66 — 0,44	87	9 650	0,52	0,57	57	9 650	0,52		
13	0,86	135	11 900	0,62	0,72 — 0,48	100	11 900	0,62	0,62	67	11 900	0,62		
14	0,93	155	13 000	0,72	0,78 — 0,52	117	13 000	0,72	0,66	77	13 000	0,72		
15	1,00	177	15 000	0,82	0,83 — 0,55	135	15 000	0,82	0,71	89	15 000	0,82		
16	1,06	205	17 000	0,95	0,89 — 0,60	152	17 000	0,95	0,76	103	17 000	0,95		
17	1,13	230	19 300	1,07	0,94 — 0,62	173	19 300	1,07	0,80	115	19 300	1,07		
18	1,20	255	21 600	1,19	1,00 — 0,66	193	21 600	1,19	0,85	128	21 600	1,19		
19	1,26	285	23 900	1,32	1,05 — 0,70	214	23 900	1,32	0,90	142	23 900	1,32		
20	1,33	315	26 400	1,47	1,11 — 0,74	240	26 400	1,47	0,95	158	26 400	1,47		
21	1,40	348	29 500	1,62	1,16 — 0,77	263	29 500	1,62	1,00	174	29 500	1,62		
22	1,46	380	32 000	1,79	1,22 — 0,81	387	32 000	1,79	1,04	190	32 000	1,79		
23	1,53	415	35 000	1,94	1,27 — 0,84	313	35 000	1,94	1,09	208	35 000	1,94		
24	1,60	460	38 600	2,11	1,33 — 0,88	342	38 600	2,11	1,14	228	38 600	2,11		
26	1,73	535	44 700	2,43	1,44 — 0,96	400	44 700	2,43	1,23	267	44 700	2,43		
28	1,86	625	51 800	2,86	1,55 — 1,03	465	51 800	2,86	1,33	313	51 800	2,86		
30	2,00	710	60 000	3,28	1,66 — 1,10	535	60 000	3,28	1,42	350	60 000	3,28		
32	2,13	815	68 100	3,72	1,78 — 1,18	610	68 100	3,72	1,52	408	68 100	3,72		
34	2,26	915	76 200	4,22	1,88 — 1,25	685	76 200	4,22	1,62	460	76 200	4,22		
36	2,40	1 030	86 300	4,72	2,00 — 1,33	775	86 300	4,72	1,71	515	86 300	4,72		
38	2,53	1 145	95 500	5,21	2,11 — 1,40	865	95 500	5,21	1,81	573	95 500	5,21		
40	2,66	1 270	106 700	5,83	2,22 — 1,48	885	106 700	5,83	1,90	635	106 700	5,83		
42	2,80	1 400	116 800	6,45	2,33 — 1,54	1 050	116 800	6,45	2,00	700	116 800	6,45		
44	2,93	1 525	127 500	7,07	2,44 — 1,63	1 150	127 500	7,07	2,11	765	127 500	7,07		
46	3,06	1 675	139 000	7,69	2,55 — 1,79	1 260	139 000	7,69	2,22	840	139 000	7,69		

В плетеных проволоочных канатах проволоки располагаются по винтовым линиям, при чем конструкция—способ плетения—каната может быть весьма различный. Тип проволоочного каната определяется следующими основными признаками: 1) *формой поперечного сечения каната*; 2) *формой проволок*, составляющих канат; 3) *расположением их по площади поперечного сечения каната* и 4) *направлением крутки проволок в канате*. Что касается первого признака, то мы будем рассматривать лишь канаты *круглого сечения*, так как канаты *квадратного и плоского сечения* (в виде ленты) в настоящее время для под'ема грузов не применяются.

Самые простые канаты—*спиральные* (*Spiralseil; Câble à spirale; Spiral rope*), в которых все проволоки располагаются концентрическими кольцами (черт. 46) одно на другое, при чем каждое последующее кольцо навивается в сторону противоположную предыдущему.

Канат, представленный на черт. 46, составлен из 31 шт. проволок двух различных толщин, расположенных в 3-х концентрических слоях; схематически конструкцию такого каната можно изобразить— $31=1+6+9+15$, где каждое слагаемое указывает число проволок в каждом слое. *Спиральные канаты отличаются большой жесткостью* и потому в настоящее время употребляются исключительно как *направляющие и поддерживающие канаты* для подвесных канатных дорог и для висячих мостов. Дальнейший недостаток спиральных канатов, составленных из круглых проволок,—быстрое изнашивание реборд ходовых колес, к которым подвешиваются тележки воздушной дороги, о выступающие проволоки, и перетирание этих именно выступающих наружу проволок верхнего слоя. Результатом этого является быстрый износ некоторых отдельных проволок и затем их разрыв; разрыв отдельных проволок здесь не представляет большой опасности для прочности самого каната, так как канат обыкновенно рассчитывается с значительным запасом прочности, но здесь имеется другое неудобство: лопнувшая проволока спирального каната легко разматывается на некоторую длину в обе стороны от места разрыва, и затем оба конца свободно висят вниз, мешая прохождению тележки по этому месту; ходовые колеса тележки при каждом проходе задевают за свешивающиеся концы проволоки, все более и более их распутывают и легко могут выйти из колеи, что повлечет за собою падение тележки. Во избежание описанных неудобств перешли к изготовлению *спиральных сомкнутых канатов* (*Ver-schlossenes Seil; Câble fermé; Locked rope*) с совершенно



Число проволок
 $31=1+6+9+15$.
Черт. 46.



Черт. 47.

ровною цилиндрической поверхностью (черт. 47). Последние два слоя сомкнутого каната составлены из проволок специальной не круглой формы, выбранной таким образом, что ни одну проволоку данного слоя нельзя вынуть с своего места, не нарушив целостности всего слоя; если поэтому какая-нибудь проволока лопнет, то концы ее несколько разойдутся; но выскочить из слоя наружу, расплестись они не могут. Существует несколько типов сомкнутых спиральных канатов; на черт. 47 представлена конструкция завода Фельтен и Гильом в Кельне.

Если требуется получить более гибкий канат, то толщина составляющих его проволок должна быть меньше, а конструкция каната сложнее. Из нескольких тонких проволок сначала сплетают жгуты — *стренги* (*Litze; Toron; Strand*), а затем уже из этих стренг плетут канат. Число проволок в стренге и число последних в канате весьма различны. До самого последнего времени производство канатов велось таким

Таблица 9.

Стальные проволочные канаты для подъемников завода *Akt.-Ges. für Seil-Industrie*
(бывш. *Wolff*) в Маннгейме.

Канаты нормальной конструкции для больших барабанов.

Наименьший диам. барабана	Диаметр каната	Диаметр проволоки	Число проволок	Разрываются груз	Вес каната	Наименьший диам. барабана	Диаметр каната	Диаметр проволоки	Число проволок	Разрываются груз	Вес каната
D	d	δ	i	Q ₀	q	D	d	δ	i	Q ₀	q
mm	mm	mm		kg	kg/mt	mm	mm	mm		kg	kg/mt
500	9	1,0	42	3 900	0,32	900	13	1,4	42	7 800	0,62
	10	—	49	4 550	0,36		14	—	49	9 100	0,72
	12	—	72	6 650	0,54		17	—	72	13 350	1,05
	13	—	84	7 800	0,62		18,5	—	84	15 550	1,22
	14	—	96	9 000	0,72		20	—	96	17 880	1,40
	15	—	114	10 650	0,85		21	—	114	21 100	1,63
550	10	1,1	42	4 800	0,38	1000	13,5	1,5	42	8 900	0,70
	11	—	49	5 600	0,44		15	—	49	10 400	0,83
	13,5	—	72	8 250	0,65		18	—	72	15 300	1,22
	14,5	—	85	9 600	0,75		20	—	84	17 850	1,42
600	15,5	—	96	10 950	0,86	1250	21	—	96	20 350	1,62
	16,5	—	114	13 000	1,02		23	—	114	24 200	1,92
650	11	1,2	42	5 750	0,45	1250	14,5	1,6	42	10 150	0,80
	12	—	49	6 650	0,53		16	—	49	11 850	0,94
	14,5	—	72	9 800	0,78		19,5	—	72	17 350	1,38
	15,5	—	84	11 450	0,90		21	—	84	20 250	1,60
700	17	—	96	13 100	1,04	1500	22,5	—	96	23 150	1,84
	18	—	114	15 500	1,12		24	—	114	27 500	2,18
750	12	1,3	42	6 750	0,52	1500	15,5	1,7	42	11 450	0,90
	13	—	49	7 850	0,62		17	—	49	13 350	1,05
	16	—	72	11 550	0,90		20,5	—	72	19 600	1,55
	17	—	84	13 450	1,06		22	—	84	22 850	1,78
800	18,5	—	96	15 400	1,22	1750	24	—	96	26 150	2,16
	20	—	114	18 250	1,45		26	—	114	31 050	2,45

образом, что число стренг в канате редко было больше 6, 8 или 9; во всех тех случаях, когда число проволок в канате было очень велико, плели стренги более сложной конструкции, число же их оставляли то же¹⁾. Пример такого каната, наиболее распространенной, назовем ее „нормальной“, конструкции, из 108 проволок представлен на черт. 48; в нем 6 толстых стренг, составленных каждая из 6+12 про-

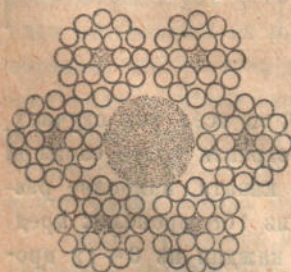
¹⁾ Это обстоятельство отчасти зависело от конструкции имевшихся на канатных заводах машин, не допускавших по своей конструкции произвольно увеличивать число шпиль в машине, а следовательно и число стренг в канате.

Таблица 10.

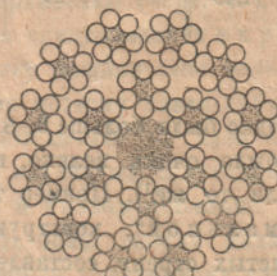
Стальные проволоочные канаты кабельного плетения для подъемников завода Akt.-Ges.
für Seil-Industrie (бывш. Wolff) в Мангейме.
Канаты специально гибкие для малых барабанов.

Наименьший диам. барабана.	Диаметр каната	Диаметр проволоки	Число проволоки	Разрывающий груз	Вес каната	Наименьший диам. барабана	Диаметр каната	Диаметр проволоки	Число проволоки	Разрывающий груз	Вес каната
D	d	δ	i	Q ₀	q	D	d	δ	i	Q ₀	q
mm	mm	mm		kg	kg/mt	mm	mm	mm		kg	kg/mt
250	9	0,5	96	2 300	0,18	400	15	0,9	96	7 400	0,55
	10	—	120	2 900	0,23		17	—	120	9 250	0,72
	11	—	144	3 500	0,27		19	—	144	11 100	0,86
	12	—	168	4 050	0,32		20	—	168	12 950	1,02
	13	—	210	5 050	0,38		22	—	210	16 200	1,28
	14	—	252	6 050	0,48		24,5	—	252	19 500	1,52
250	10	0,6	96	3 300	0,25	450	17	1,0	96	9 150	0,70
	11	—	120	4 100	0,32		19	—	120	11 400	0,90
	13	—	144	4 900	0,38		21	—	144	13 700	1,08
	14	—	168	5 750	0,45		22	—	168	16 000	1,25
до	15	—	210	7 150	0,58	500	24	—	210	19 950	1,58
	16,5	—	252	8 600	0,68		27	—	252	23 950	1,88
300	12	0,7	96	4 450	0,34	500	18	1,1	96	10 950	0,85
	13	—	120	5 550	0,44		21	—	120	13 700	1,06
	15	—	144	6 600	0,52		24	—	144	16 450	1,30
	16	—	168	7 750	0,62		26	—	168	19 200	1,50
до	17	—	210	9 700	0,76	550	27	—	210	23 950	1,88
	19	—	252	11 600	0,92		30	—	252	28 750	2,22
350	13	0,8	96	5 800	0,44	550	20	1,2	96	13 050	1,00
	15	—	120	7 200	0,58		23	—	120	16 350	1,25
	17	—	144	8 650	0,68		26	—	144	19 600	1,50
	18	—	168	10 100	0,80		28	—	168	22 850	1,75
до	20	—	210	12 600	1,00	600	29	—	210	28 600	2,18
	22	—	252	15 150	1,20		33	—	252	44 300	2,62

волок, схематически конструкцию такого нормального каната можно представить равенством $108 = 6 \times (6 + 12)$, где первый множитель указывает число стренг, а второй — число проволок в каждой стренге.



Число проволок
 $108 = 6 \times (6 + 12)$.
Черт. 48.



Число проволок
 $108 = (6 + 12) \times 6$.
Черт. 49.

В видах получения более гибкого каната, с поперечным сечением, более приближающимся к круглому, проф. Грабак¹⁾ предложил в канатах с большим числом проволок, увеличивать не число проволок в каждой стренге, а наоборот увеличивать число стренг, число же проволок в них не брать более 6. Схематически конструкция каната типа Грабака (черт. 49) может быть

¹⁾ I. Hrabák, Die Drahtseile.

представлена равенством — $108 = (6+12) \times 6$, где числа в скобке указывают число стренг в каждом слое, а последний множитель — число проволок в каждой стренге. Канаты нормальные и типа Грабака в практике называются *крановыми* (*Kranseil; Câble de grues; Crane rope*), так как эти именно канаты главным образом и применяются для кранов и воротов.

Бывают случаи, когда желательно получить особенно гибкий канат, тогда можно каждую проволоку каната типа нормального или Грабака заменить тонкой прядью, сплетенной из проволочек еще более тонкого калибра, и таким образом изготовить канат *тройной* крутки или *кабельного* плетения: сначала из тонкой проволоки будут сплетены *пряди*, из определенного числа прядей будут сплетены *стренги*, и наконец из них обыкновенным порядком будет сплетен так называемый *кабельный* канат (*Kabelseil*). Кабельные канаты весьма гибки и часто применяются для подъемников, но, составленные из более тонких проволок, они менее долговечны, так как проволоки кабельного каната быстрее перетираются, как о поверхности барабана и канатных блоков, так и друг об друга.



Черт. 50.



Черт. 51.



Черт. 52.

Выбирая для какой-нибудь данной цели ту или иную конструкцию каната, необходимо обращать внимание на материал, из которого в канате сделана *сердцевина* (*Seele; Ame; Core, Heart*) каждой стренги и самого каната — пеньковая прокладка, как на черт. 48 и 49, или же железная проволока, как на черт. 46 и 47. Если сердцевина пеньковая, то канат мягче, легче сгибается, но несколько слабее, чем если она металлическая. Канат с пеньковыми прокладками легче сминается и теряет свое правильное очертание и потому не может быть применен в тех случаях, где на него будут действовать поперечные, сминающие его усилия. Подобный пример указан в Атласе на табл. 1, фиг. 6, где на барабанах лежат один на другом 2 слоя каната и где в виду этого верхний слой сильно будет давить на нижний; во всех таких случаях как у самого каната, так и во всех стренгах должна быть твердая, проволочная, но не пеньковая, прокладка. Если канат в работе часто подвергается действию высокой температуры, как напр., на кранах при металлургических печах, при прокатных станах, в крупных стале- и чугунолитейных, то также не рекомендуется применять канаты с пеньковыми прокладками, т. е. пеньковые прокладки от действия жара постепенно обугливаются, проволоки каната расплетаются и канат

быстро портится. Во всех случаях, где можно опасаться действия на канат высокой температуры, необходимо ставить более жесткие канаты с проволочными сердцевинами или же еще можно ставить специально для этой цели изготавливаемые заводом Вольтома (*Akt.-Ges. Voltohm*) в Франкфурте канаты с прокладками из асбестовой пряжи, которые по своей гибкости не отличаются от обыкновенных канатов с пеньковыми прокладками, несколько дороже последних, но зато обладают свойством большей огнестойкости.

Остается указать еще на последний признак, определяющий возможность применения каната для той или иной цели—это способ его крутки. Пусть для примера в заготовленных стренгах все проволоки располагаются по левым винтовым линиям, тогда, сплетая из таких влево скрученных стренг канат, можно заплести стренги опять влево (черт. 51), т.-е. в ту же сторону, но можно их заплести и вправо (черт. 50 и 52), т.-е. в обратную сторону. Изобретатель проволочных канатов *Альберт* свои первые канаты плел в одну сторону (отсюда и немецкое название этого способа—*Albertschlag* или *Gleichschlag*), затем однако почти повсеместно было введено плетение канатов в обратную сторону (*Kreutzschlag*) и только недавно многие заводы опять вернулись к первому способу. Канаты, плетенные в одну сторону (*Gleichgeflochtenes Seil; Câble tordu en même sens; Similar-twisted rope*), ровнее, более круглой формы, отдельные проволоки каната имеют стремление раскручиваться; поэтому они совершенно не пригодны для тех случаев, когда поднимаемый груз подвешивается непосредственно к свободно свисающему концу каната (черт. 7, 8 и 9). В подобных случаях необходимо брать канаты сплетенные в противоположном направлении (*Kreuzgeflochtenes Seil; Câble tordu alternatif; Crosse-twisted rope*), которые не раскручиваются, но зато не так ровны, менее гибки и быстрее портятся, так как проволоки их сильнее трутся друг об друга.

Если груз движется в направляющих, как например в под'емниках (черт. 20), или подвешен к подвижному блоку (черт. 11, 14), то канат, плетеный в одну сторону, уже не может раскручиваться и потому в этих случаях безразлично канат какой конструкции будет применен.

На черт. 50—52 ясно видно различие между крановыми канатами нормального типа и типа Грабака; на черт. 50 дана фотография каната нормального типа из 6-ти толстых стренг по схеме черт. 48; на черт. 51 и 52—типа Грабака из 18-ти тонких стренг по схеме черт. 49, при этом средний чертеж представляет канат сплетенный в одну сторону, а оба крайних—в противоположные стороны *).

Американский завод *Jeffrey Manufacturing Co* изготавливает для элеваторов специальный тип канатов смешанного плетения (черт. 53). В этих канатах, во-первых, половина стренг плетется в одну сторону, а другая в обратную и, во-вторых, каждая из шести стренг, составляющих канат, имеет не круглую, а клиновидную форму, т.-е. приближенно форму кругового сектора. Благодаря такой конструкции поперечное сечение каната лучше заполнено проволоками, в нем меньше пустот; вследствие этого канат, хотя более жесток, но под нагрузкою не так сильно утоняется, а следовательно и меньше вытягивается, что весьма важно для элеваторов, так как ковши элеватора должны находиться один от другого на определенных расстояниях. Канаты смешанного плетения под нагрузкой не раскручиваются.



Черт. 53.

Прикрепление свободного конца каната к какой-нибудь детали производится весьма различными способами. На черт. 54 и 55 для этой цели образована петля, в которую внутри вложена металлическая пластинка, чтобы таким образом защитить проволоки каната от перегибания. Тип соединения на черт. 55 применяется также и для пеньковых канатов.

*) Некоторые конструкторы требуют, чтобы в готовом канате наружные проволоки располагались по направлению оси каната, как на черт. 50 и 52, на деле однако это обстоятельство повидимому никакого преимущества не представляет.

Способ закрепления конца, представленный на черт. 56 и 57, прочнее петли, но стоит дороже. Здесь конец каната вводится в стальную коническую втулку и затем на некоторой длине расlegtается. Концы проволок немного разводят, лудят, а затем заливают свинцом. Рядом опытов **) разрывания различных типов концевых прикреплений канатов было выяснено, что только в редких случаях удается вырвать из втулки

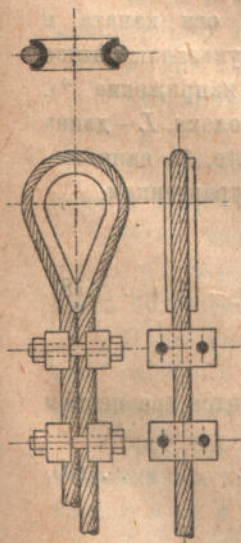
Таблица 11.

Размеры ***) концевых закреплений стальных проволочных канатов по типу черт. 56.

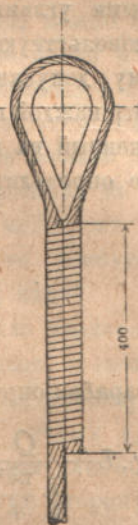
d mm	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m
6—7	50	18	11	26	17	18	16	4	4	12	9	9
8	60	20	13	30	20	21	19	5	5	13	10	10
10	75	25	16	35	24	25	23	6	6	16	12	12
12	90	30	19	42	28	32	27	7	7	20	14	14
14	105	35	21	50	32	35	31	7	7	22	16	16
16	120	40	25	60	38	43	37	9	9	25	18	18
18—20	150	50	30	70	46	54	46	11	11	32	22	22
22—24	180	60	38	82	55	64	54	13	13	38	26	28
26—30	210	75	42	102	70	72	66	16	16	46	30	32

канат, аккуратно в ней залитый свинцом; большую часть рвется сам канат в целом месте вне втулки. Большинство других соединений оказалось значительно слабей.

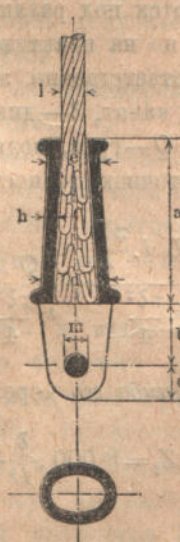
Если требуется срastить два проволочных каната, то можно каждый конец каната вставить в подобную стальную втулку, как указано на черт. 56 и 57 и затем эти две втулки соединить помощью особого соединительного болта с левой и правой нарезкой на двух его концах, но можно также вместо этого непосредственно сплести концы канатов. Сращивание канатов—работа трудная и весьма ответственная, и потому должна



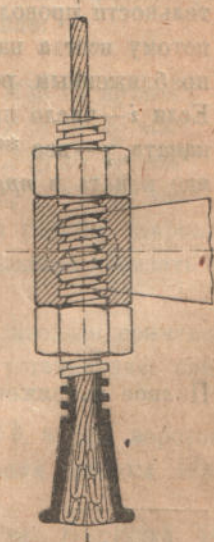
Черт. 54.



Черт. 55.



Черт. 56.



Черт. 57.

**) Mitteilungen der Versuchsanstalt zu Berlin 1888, Heft V.

***) При пользовании таблицей надо иметь в виду, что буквой d в первой графе обозначен диаметр каната, а буквою l (на черт. 56)—диаметр отверстия, приготовленного для пропуска через него каната.

делаться очень внимательно, причем сращиваемые концы не должны быть слишком короткими; по английским данным сращивание проволочного каната должно быть произведено на длине не менее 30 фт. (9,2 *mt*), если канат плетен в противоположные стороны, и не менее 60 фт. (18,4 *mt*), если он плетен в одну сторону. Так как для кранов редко приходится применять особенно длинные канаты, то надлежит для кранов применять цельные канаты; место срустка всегда несколько толще остальной части каната, жестче и значительно слабее целого места.

Во время работы проволочного каната материал проволоки, из которых он сплетен, испытывает напряжение двоякого рода: во-первых вследствие перегиба его через барабан и блоки машины и во-вторых от действия веса свисающего вниз конца каната и привешенного к нему груза.

В проволочных канатах перегибание каната через барабан и блоки еще более вредно отзывается на прочности и долговечности каната, чем в канатах пеньковых. Влияние этого перегиба определяется ур. проф. Рело (*Reuleaux*, 1829—1905)— $Z_1 = E_1 \cdot \delta / D$, в котором δ —диаметр проволоки каната; D —диаметр блока, огибаемого канатом, Z_1 —напряжение материала проволоки при перегибании каната и E_1 —модуль упругости каната (не проволоки). Модуль упругости проволочного каната, при определенном качестве проволоки, из которых он сплетен, не есть постоянная величина, а меняется соответственно конструкции каната: число и диаметр проволоки, угол и направление крутки, число слоев и пр. сильно влияют на жесткость каната. По мнению проф. Грабака (*Hrabák*) модуль упругости канатов может изменяться от 6 000 и до 15 000 kg/mm^2 . Проф. Бах (*Bach*) рекомендует в среднем принимать $E_1 = \frac{3}{8} E$, где E модуль упругости проволоки, составляющих канат. Так как для стальной проволоки $E \approx 21\,500 \text{ kg/mm}^2$, то, пользуясь коэфф. Баха, мы получим в среднем $E_1 \approx 8\,000 \text{ kg/mm}^2$ и следовательно

$$Z_1 = 8\,000 \cdot \frac{\delta}{D} \dots \dots \dots (7).$$

Напряжение каната от внешней нагрузки (+ собственный вес каната, если длина его значительна) в практике обыкновенно определяется в предположении, что все проволоки каната натянуты одинаково и расположены параллельно оси каната. В действительности проволоки каната располагаются под различными углами к оси каната и потому всегда натянуты не одинаково, но на практике довольствуются указанным выше приближенным решением, понижая соответственно этому допустимое напряжение *). Если i —число проволоки, составляющих канат, δ —диаметр каждой проволоки, L —длина каната, γ —вес **) 1 объема проволоки, Q —груз, подвешенный на канате, то напряжение каната в прямой его части с достаточной точностью определится уравнением:

$$Z_2 + Z_3 = \frac{\gamma \cdot L \cdot i \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}}{\delta \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}} + \frac{Q}{i \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}} \dots \dots \dots (8).$$

Полное напряжение каната в месте перегиба его через барабан определится уравнением

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 = 8\,000 \cdot \frac{\delta}{D} + \gamma \cdot L + \frac{Q}{i \cdot \frac{\pi \delta^2}{4}} \dots \dots \dots (9).$$

*) О расчете напряжения в отдельных проволоках каната см. статьи: *Benndorf, Beiträge zur Theorie der Drahtseile*, (*Z. des Oesterreich. Ing. u. Architekten Vereins*, 1904 г.) и *Berg, Der Spannungszustand einfach geschlungener Drahtseile* (*Dingl. Pol. Journal*, 1907), а также сочинение *Hrabák, Die Drahtseile*.

**) Принимая во внимание вес пеньковых прокладок в канате, а также вес осмолки и прилипающей к канату грязи, при подсчете веса каната удельный вес проволоки надо повысить приблизительно на 10—15%.

из которого находим площадь каната

$$i \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} \geq Q : (Z - 8000 \cdot \frac{\delta}{D} - \gamma \cdot L) \dots \dots \dots (9, a)$$

причем, если L не особенно велико, последний член $\gamma \cdot L$ знаменателя можно отбросить.

При расчете проволочного каната на определенный груз, следовательно, с самого начала надо выяснить те напряжения, которые будут иметь место в канате вследствие сгибания его и от собственного веса каната, вычесть сумму этих двух напряжений (см. ур. 9 а) из наибольшего допускаемого для данного каната напряжения Z и только по полученному, остающемуся еще в нашем распоряжении, напряжению Z_2 рассчитать необходимую площадь каната по заданному грузу.

Пример: $Q = 3,5$ т; $L = 1\ 000$ м; $D = 800$ мм; $Z_{max} \leq 30$ кг/мм²; $\gamma = 0,000\ 009$ кг/мм³.

Вычисляем $Z_1 = 8\ 000 \cdot \delta / D = 8\ 000 \cdot \frac{1}{800} = 10$ кг/мм²;

$Z_2 = \gamma \cdot L = 0,000\ 009 \times 1\ 000\ 000 = 9$ кг/мм²;

$Z_3 = Z - (Z_1 + Z_2) = 30 - (10 + 9) = 11$ кг/мм²,

и площадь сечения каната $F = \frac{i \cdot \pi \delta^2}{4} \geq \frac{3500}{11}$, т. е. должна быть ≥ 320 мм².

Выбрав конструкцию каната—число проволок i в нем—мы легко найдем необходимый соответствующий диам. проволок; для данного случая, мы

при $i = 72$	будем иметь $\delta \geq 2,4$ мм;
" $i = 114$	" " $\delta \geq 1,9$ "
" $i = 144$	" " $\delta \geq 1,7$ "
" $i = 180$	" " $\delta \geq 1,5$ "
" $i = 222$	" " $\delta \geq 1,35$ "
" $i = 259$	" " $\delta \geq 1,25$ "
" $i = 336$	" " $\delta \geq 1,1$ "
" $i = 504$	" " $\delta \geq 0,9$ "

На основании этой таблички, где i надо брать руководствуясь данными завода, с которого предполагается получить канат, легко уже подобрать наиболее подходящий для данных условий канат.

Имея в виду высокие качества материала проволок и предполагая правильную конструкцию каната, можно принять допускаемое в работе напряжение:

а) при подеме людей и грузов

для каната железного или из бессемеровской стали $\dots \dots \dots Z \leq 15$ кг/мм²,

" " из тигельной стали $\dots \dots \dots Z \leq 25$ кг/мм²,

б) при подеме только грузов, для каната из тигельной стали— $Z \leq 35$ кг/мм²,

причем крепость проволок из тигельной стали должна быть не менее $Z_0 \leq 130$ кг/мм².

Если канат во время работы перегибается несколько раз в разные стороны (черт. 60 внизу), то рекомендуется все вышеуказанные нормы несколько понизить и взять более гибкий канат.

Выше уже было указано, что в видах сохранения канатов желательно применение канатных блоков возможного большого диаметра. В практике установились следующие минимальные диаметры канатных барабанов и блоков ¹⁾.

Для ворот ручных кранов обыкновенно назначают $D \geq 400$ мм, а для ворот с машинным приводом $D \geq 500$ мм, или $D \geq 60$ мм, если канат во время работы сгибается в ту и другую сторону (черт. 60, внизу).

Для подъемников в домах назначают $D \geq 500$ мм до 800 мм, или $D \geq 600$ мм до 1000 мм, если канат на своем пути часто отклоняется в сторону.

¹⁾ Направляющие блоки для каната должны быть того же диаметра, как и барабан; некоторые конструкции считают возможным ставить меньшие блоки, назначая для них диаметр $D_1 \geq 0,6 - 0,8 D$ диаметра барабана, но рациональной эту меру признать нельзя.

Если канат сгибается в работе в ту и в другую сторону, то рекомендуется ставить направляющие блоки несколько большего против нормы диаметра.

Для шахтных подъемников $D \geq 1000 \delta$, и лишь в исключительных случаях допускается брать $D \geq 500 \delta$; при этом однако еще необходимо соблюдать условие, чтобы было $D \geq 100 d$, и во всяком случае не менее $D \geq 70 d$.

Выбор очень малых барабанов и блоков часто объясняется желанием получить возможно дешевый двигатель и передачу от него к барабану (ур. 1, а), но не следует в данном случае упускать из виду, что благодаря применению барабанов малого диаметра необходимо будет поставить более толстый канат (ур. 9, а), и сверх того этот более толстый, следовательно и более дорогой, канат быстрее будет изнашиваться, чаще надо будет его менять. При одном и том же диаметре каната выгоднее в смысле уменьшения диаметра блока возможно уменьшить диаметр проволок, из которых канат сплетен, но и в этом направлении не следует излишне увлекаться, ибо чем тоньше проволоки, составляющие канат, тем быстрее они перетрутся и тем, следовательно, скорей канат придется сменить.

Для воротов небольших кранов, подъемной силой примерно до 10^4 , толщину проволок, из которых сплетен канат, обычно назначают около $\delta = 0,8$ до $1,2 \text{ мм}$; для воротов подъемников, товарных и пассажирских в домах, обыкновенно назначают толщину проволок каната $\delta = 0,6$ до $0,8 \text{ мм}$; для канатов шахтных подъемников во избежание слишком быстрого перетирания проволок каната обычно назначаются $\delta = 2$ до $3,5 \text{ мм}$.

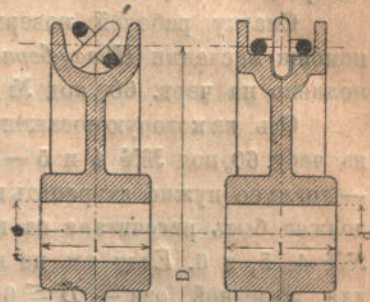
В видах предохранения проволочного каната от ржавчины, а также во избежание быстрого перетирания отдельных проволок его, как друг об друга, так и о поверхность канатных блоков, канат необходимо периодически смазывать вареным льняным маслом или же специальными имеющимися для этой цели в продаже смазывающими составами. Следует остерегаться наносить смазывающий состав на канат непосредственно рукой во время его работы (на ходу), так как некоторые проволоки каната могут быть лопнувшими и тогда очень легко получить весьма серьезные повреждения.

Б. Детали, принимающие на себя цепи и канаты.

Детальми, принимающими на себя цепи и канаты, являются барабаны (*Trommel; Tambour; Drum*) и блоки (*Rolle; Poulie; Pulley* или *Sheave*); на барабанах цепь или канат навиваются в несколько оборотов, располагаясь на нем витками по винтовой линии, а блоки эти элементы лишь огибают на больший или меньший угол, всегда меньший одного полного оборота, и затем с блока опять сходят. При этом надо различать два случая: в одном случае цепь или канат блоком только отклоняются из одного направления в другое; в другом случае главное назначение блока — не столько отклонить гибкое тело в новое направление, сколько передать от него к валу определенный крутящий момент. В этом втором случае необходимо принять меры, чтобы цепь или канат не могли скользить по ободу блока, передающего работу, а лежали бы на блоке плотно, не сдвигаясь, тогда как на блоке направляющем цепь и канат свободно могут скользить — это никакого значения не имеет. Указанное различие в конструкции обода блока, направляющего или передающего работу, имеет собственно место только для цепного каната и для простой цепи; при стальном канате применение блока для передачи работы — в механизмах грузоподъемных машин — не практикуется, а для цепей Галля и крючковых требуются специальные зубчатые блоки, безразлично будет ли это блок направляющий или передающий работу.

7. Направляющие блоки для канатов и простых цепей преимущественно выполняются из чугуна. Относительно выбора диаметра блоков необходимые указания даны выше при описании и расчете цепей и канатов, что же касается остальных размеров блоков, то они большею частью назначаются по установившимся в практике

относительным размерам. Размеры эти указаны в Атласе на табл. 1: фиг. 1 — 5 — для цепей; фиг. 4 — для цепи или также и для пенькового каната; фиг. 28 — для стального каната. Выбирая тип ручья для цепного блока, можно руководствоваться следующими общими соображениями: наиболее ходовыми типами можно считать типы на фиг. 4 и 5, представленные также на черт. 58 и 59, при этом второй из указанных блоков иногда также отливается без бортиков. Блок по типу черт. 59 удобнее потому, что здесь цепь правильнее ложится в ручье блока, не так легко путается и потому идет плавней. Блок по типу черт. 58 с другой стороны удобен тем, что тот же блок пригоден также и для пенькового каната, так как при обычных в практике нормах допускаемых напряжений диаметр пенькового каната на определенный груз приблизительно получается равным наружной ширине овального цепного звена. Для цепей этот блок применяют, когда желают сократить длину цепного барабана (об этом см. в статье о барабанах), но в широком ручье такого блока положение цепи менее определено и потому отдельные звенья цепи легче могут перевернуться, цепь легче запутывается, скорее возможны толчки и неровный ход машины. Тип фиг. 3 (на той же табл. 1 Атласа) иногда ставится взамен только что описанного; в нем отчасти исправляется последний недостаток — цепь более правильно лежит в ручье, но зато для каната этот блок уже не пригоден. Наконец типы фиг. 1 и 2 представляют собою улучшенную конструкцию обычного блока по черт. 59: раньше (см. черт. 31) уже было указано, что все звенья цепи, располагающиеся касательно к цилиндрической поверхности блока, подвергаются поперечному изгибу; если эту цилиндрическую поверхность заменить двумя конусами, обращенными друг к другу (см. фиг. 1 и 2 на табл. 1) своими широкими основаниями, то горизонтально лежащее овальное звено будет касаться поверхности блока уже не в двух точках на одной образующей цилиндра, а в четырех точках на двух образующих, симметрично расположенных относительно средней оси звена, — а следовательно и поперечный изгиб цепных звеньев на таком выпуклом блоке будет меньше, чем на простом цилиндрическом.



Черт. 58.

Черт. 59.

Небольшие блоки отливаются с цельным диском вместо спиц; для привертки такого блока к планшайбе токарного станка (для обточки) в диске блока делают несколько отверстий. Большие блоки, начиная приблизительно с диаметра в 700 мм, делаются со спицами, крестообразного или эллиптического сечения; в последнем случае для большей устойчивости блока большую ось эллиптического поперечного сечения спицы располагают не в плоскости вращения блока, как это принято для шкивов, а параллельно оси блока. Длина втулки блока, накрепко посаженного на ось, может быть выподнена по размерам, указанным в Атласе, на табл. 1; если же блок посажен на ось свободно, то необходимо проверить внутреннюю поверхность втулки блока на снашивание, и если окажется нужным, то удлинить втулку, или же вставить внутрь ее медное кольцо. При быстром вращении блока, кроме того, нужно проверить втулку еще и на нагревание.

При расчете втулки на снашивание по ур. $Q \leq k \cdot d \cdot l$ можно допускать напряжения снашивания.

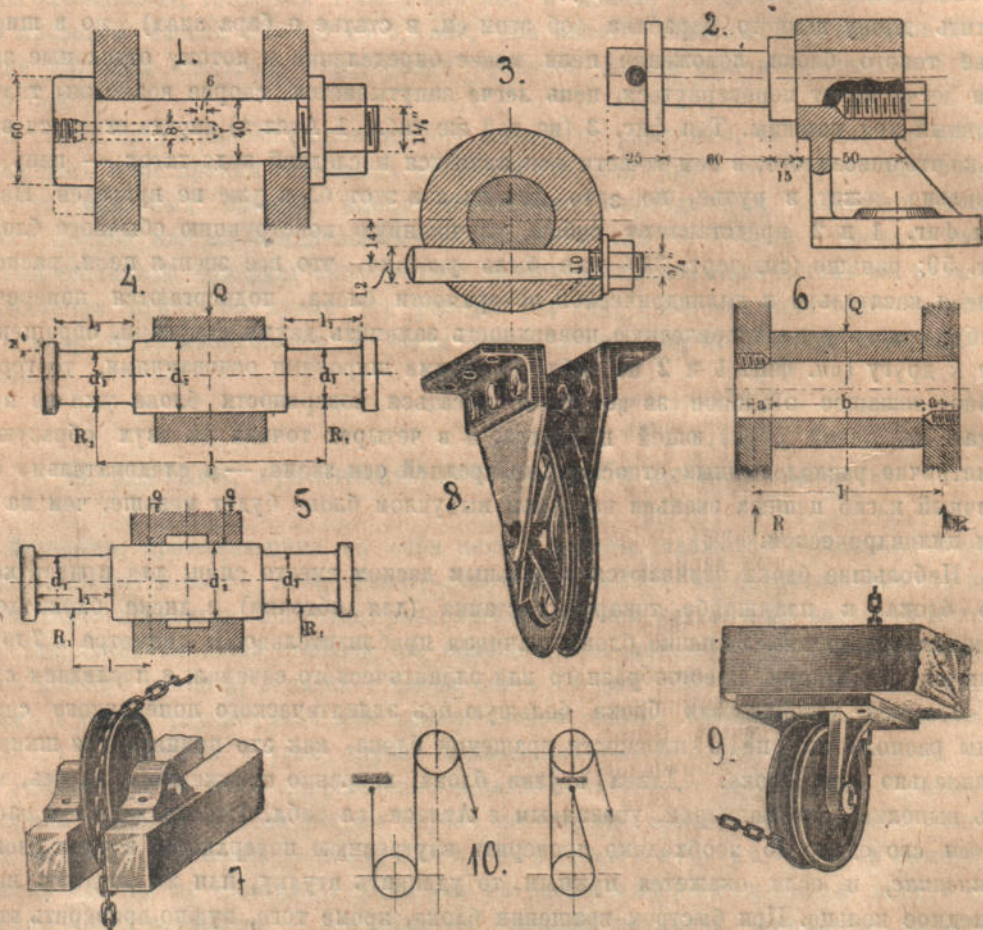
механический привод, быстрое движение, часто поднимают максимальный груз.	ручной привод, медленное движение, редко поднимают макс. груз.
---	--

чугун по железу и стали	$k \leq 0,25$ до $0,50 \text{ kg/mm}^2$	$k \leq 0,70 \text{ kg/mm}^2$
бронза по железу	$k \leq 0,40$ „ $0,80$ „	$k \leq 1,20$ „
„ по стали	$k \leq 0,60$ „ $1,2$ „	$k \leq 1,50$ „

При расчете втулки на нагревание по ур. $Q \cdot n \leq 300,000 \cdot l \cdot R$, где n число оборотов блока в минуту, можно допускать работу трения на 1 mm^2 проекции оперной поверхности (втулки блока на оси) $R \leq 0,12$ до $0,135 \text{ kgmt}$ в секунду.

Смазку рабочей поверхности втулки можно производить сквоз тело втулки при помощи масленки *Штауфера* для густого сала, а еще лучше через ось, как это выполнено на черт. 60, под № 1, также при помощи масленки *Штауфера*.

Ось, на которую посажен блок может вращаться вместе с блоком, как это представлено на черт. 60, под №№ 4 и 5 — тогда блок сидит на шпонке, или же ось стоит неподвижно — тогда ее нужно закрепить в опоре, как это сделано на черт. 60, под №№ 1, 2, 3 и 6. Ось должна быть рассчитана на изгиб; схемы нагрузки оси показаны на том же черт., под №№ 4, 5, и 6. Если ось не вращается, то напряжение на изгиб в ней можно допустить: для железной оси — $B \leq 6$ до 8 kg/mm^2 ; для стальной оси — $B \leq 8$ до 10 kg/mm^2 . Если ось вращается, то она во время работы будет сгибаться попеременно в ту и другую сторону и потому в этом случае допускаемое напряжение на изгиб в ней нужно уменьшить вдвое.

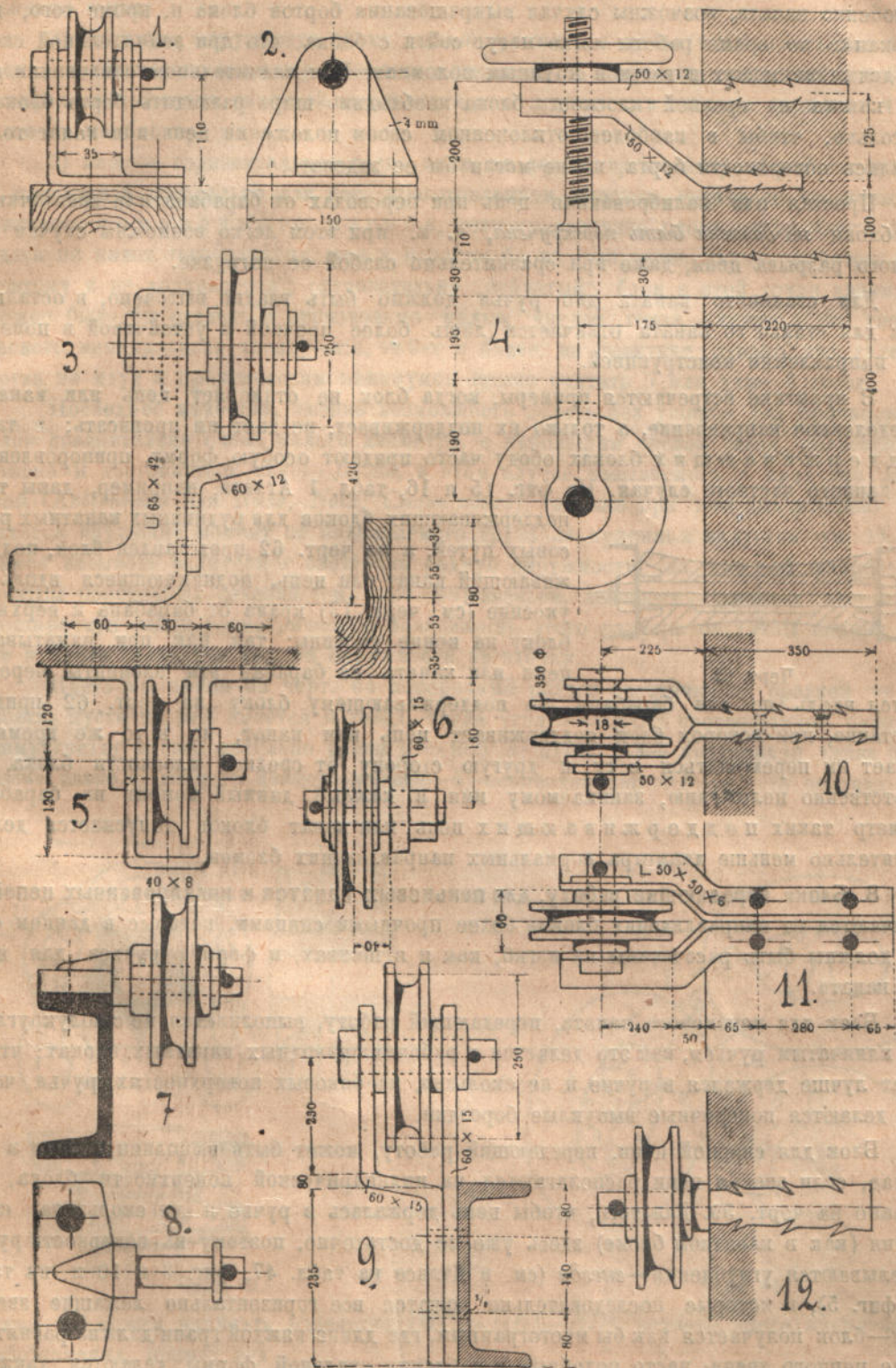


На схеме 10 слева — неправильное, справа — правильное расположение блоков.

Черт. 60.

Опоры для оси блока могут быть устроены весьма различными способами; на черт. 60 и 61 дано несколько типов таких опор и, кроме того, они имеются на многих таблицах Атласа.

При размещении нескольких блоков необходимо по возможности стараться располагать их таким образом, чтобы цепь или канат огибали все блоки, сгибаясь в одну сторону, как изображено на черт. 60, под № 10 с правой стороны, а не в разные стороны, как показано там же, но с левой стороны. Еще желательно, чтобы цепь



или канат при переходе с одного блока на другой не слишком сильно отклонялись от средней плоскости вращения блока и во всяком случае не терлись бы о борта у ручья блока, так как при этом сильно уменьшается продолжительность службы цепи и особенно каната, возможны случаи выкрашивания бортов блока и, кроме того, цепь или канат во время работы легко могут сойти с блока, что при значительной скорости движение может повести к крупным поломкам. При значительном отклонении цепи или каната из средней плоскости блока необходимо шире разводить борта блока — настолько, чтобы в наиболее отклоненном своем положении цепь или канат только касались поверхности борта, но не могли бы ее задевать.

Простая или калиброванная цепь при переводах от барабана или звездочки на все блоки *не должна быть перекручена*, т. к. при этом легко возможны случаи внезапного разрыва цепи, даже при сравнительно слабой ее нагрузке.

Для стального каната дно ручья должно быть гладко выточено, в остальном блок для стального каната отличается лишь более прочной и устойчивой в поперечном направлении конструкцией.

В практике встречаются примеры, когда блок не отклоняет цепь или канат в определенное направление, а только их поддерживает, не дает им провисать; в таких поддерживающих блоках ободу часто придают особую форму, приоровленную для данного частного случая. На фиг. 15 и 16, табл. 1 Атласа, например, даны типы



Черт. 62.

поддерживающих блоков для рудничных канатных рельсовых путей, а на черт. 62 представлен блок, поддерживающий канат или цепь, поднимающиеся вдоль по укосине (см. черт. 13) краиа от барабана к верхнему блоку на конце укосины; так как при наматывании цепи или каната на барабан эти элементы передвигаются вдоль по оси барабана, то поддерживающему блоку на черт. 62 придано очертание, при котором блок поддерживает цепь или канат, но в то же время не мешает им перемещаться в ту и другую сторону от средней плоскости блока, соответственно положению, занимаемому ими в каждый данный момент на барабане. Диаметр таких поддерживающих цепь или канат блоков допускается делать значительно меньше диаметра нормальных направляющих блоков.

8. Блоки передающие работу, для пеньковых канатов и калиброванных цепей, — отличаются от направляющих блоков более прочными спицами, которые в данном случае должны быть рассчитаны на изгиб, как и в шкивах, и формой ручьев для цепи или каната.

Блок для пенькового каната, передающий работу, выполняется не с полукруглым, а с клинчатым ручьем, как это делается в рабочих приводных канатных блоках; чтобы канат лучше держался в ручье и не скользил, на боковых поверхностях ручья часто еще делают поперечные выпуклые бороздки.

Блок для сварной цепи, передающий работу, может быть выполнен только в том случае, если звенья цепи располагаются на цилиндрической поверхности блока, как указано на черт. 59. Для того, чтобы цепь держалась в ручье и не скользила, силы трения (как в канатном блоке) здесь уже не достаточно, поэтому на поверхности ручья выделяются углубления — *гнезда* (см. в Атласе на табл. 47, фиг. 3 и 10 и на табл. 48, фиг. 5), в которые последовательно ложатся все горизонтально лежащие звенья цепи — блок получается как бы многогранным, где длина каждой грани должна равняться длине цепного звена; часто подобные углубления овальной формы делают также и для вертикально стоящих звеньев, но можно обойтись и без этого. Благодаря устройству указанных гнезд для звеньев цепи такой „зубчатый“ блок обладает следующими свойствами:

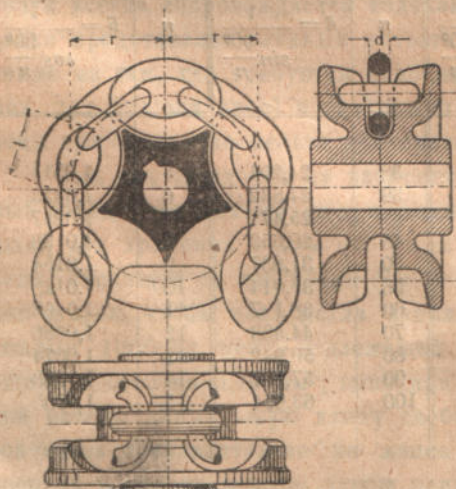
1) все гнезда, а также длина всех звеньев цепи должны быть в точности одинаковы, следовательно *цепь должна быть калибрована*, и кроме того *размер гнезда на блоке должен быть в точности согласован с длиной и формой звеньев этой именно цепи*;

2) на длине окружности блока должно уложиться целое число гнезд для звеньев цепи, следовательно *диаметр блока не может быть выбран произвольно*, а находится в определенной геометрической зависимости от длины звеньев цепи и от числа гнезд на блоке;

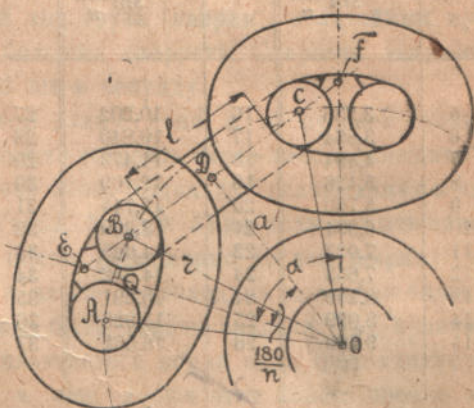
3) каждое горизонтальное звено цепи не лежит на цилиндрической поверхности, а покоится в специально для него приготовленном плоском гнезде и не испытывает никакого поперечного изгиба, поэтому величина блока на прочность звеньев здесь не имеет того влияния, как в простом блоке (где очень малые диаметры блоков поэтому и не допускается); следовательно „зубчатый“ блок с этой точки зрения возможно было бы сделать с произвольно малым числом гнезд, — начиная от геометрического минимального числа, — т.е. от 3-х и более, на практике, однако, так далеко никогда не идут и практическим минимумом можно считать 5 или даже 6 гнезд.

Последнее качество, именно возможность делать без ущерба для прочности цепи блок сравнительно очень малого диаметра, с небольшим числом гнезд, является существенным достоинством такого блока, в этом случае называемого в практике *звездочкой* (*Kettennuss* или *Nuss*, *Noix*; *Chain wheel*), так как при нем значительно уменьшается крутящий момент от поднимаемого груза на приемном валу (см. ур. 1). Условимся называть радиусом r звездочки радиус окружности, на которой располагаются центры поперечных сечений (см. черт. 63) звеньев, лежащих в гнездах звездочки, и постараемся найти геометрическую зависимость этого размера от длины цепных звеньев и числа гнезд для них на окружности звездочки.

Пусть мы имеем на черт. 64 поперечный разрез звездочки по средней ее плоскости; пусть на ней имеется n гнезд, тогда угол $\tau = \angle EOF$ соответствует одному гнезду и следовательно равен $\alpha = 360^\circ/n$; пусть далее внутренняя длина цепного звена равна l , диаметр цепного железа — δ , перпендикуляр $OD = a$. На основании черт.



Черт. 63.



Черт. 64.

тежа мы можем написать равенство $OB^2 = OD^2 + BD^2$, которое, введя принятые нами обозначения, примет вид

$$r = \sqrt{a^2 + \left(\frac{l + \delta}{2}\right)^2} \quad (10);$$

это ур. 10 определяет радиус r звездочки, нужно только в нем длину a заменить известными нам величинами.

Угол EOD при центре O равен половине угла α , следовательно он равен $180^\circ/n$. Из треугольника EOD мы теперь имеем соотношение $a = (BD + EB) \cdot \operatorname{ctg} 180^\circ/n$, которое, принимая во внимание принятые нами обозначения, может быть представлено в виде

$$a = \left(\frac{l + \delta}{2} + \frac{l - \delta}{2 \cos \frac{180^\circ}{n}} \right) \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{n} = \frac{l}{2} \cdot \left(1 + \cos \frac{180^\circ}{n} \right) - \frac{\delta}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{180^\circ}{n} \right) =$$

$$= \frac{l \cdot \cos^2 \frac{90^\circ}{n} - \delta \cdot \sin^2 \frac{90^\circ}{n}}{2 \sin \frac{90^\circ}{n} \cdot \cos \frac{90^\circ}{n}} = \frac{1}{2} \cdot \left(l \cdot \operatorname{ctg} \frac{90^\circ}{n} - \delta \cdot \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{n} \right) \dots \dots \dots (11).$$

Если мы теперь полученное выражение для a внесем в ур. 10 и произведем некоторые преобразования, то мы получим выражение

$$r = 0,5 \cdot \sqrt{A^2 \cdot l^2 + B^2 \cdot \delta^2} \dots \dots \dots (12),$$

точно определяющее величину r радиуса звездочки по заданным размерам цепного звена l и δ , в котором коэфф. A и B обозначают:

$$A = \frac{1}{\sin \frac{90^\circ}{n}} \quad \text{и} \quad B = \frac{1}{\cos \frac{90^\circ}{n}},$$

где n число гнезд на звездочке.

В таблице 12 для облегчения вычислений приведены числовые значения коэфф. A и B для различных n .

Таблица 12.

Числовые значения коэффициентов A и B в ур. 12 и 12,а.

(n — число гнезд на звездочке).

n	$A = \frac{1}{\sin \frac{90^\circ}{n}}$	n	$A = \frac{1}{\sin \frac{90^\circ}{n}}$	n	$A = \frac{1}{\sin \frac{90^\circ}{n}}$	n	$A = \frac{1}{\sin \frac{90^\circ}{n}}$	n	$B = \frac{1}{\cos \frac{90^\circ}{n}}$
5	3,236	16	10,202	27	17,200	38	24,201	5	1,0515
6	3,864	17	10,840	28	17,835	39	24,832	6	1,0353
7	4,494	18	11,473	29	18,467	40	25,471	7	1,0257
8	5,126	19	12,109	30	19,106	45	28,653	8	1,0196
9	5,760	20	12,745	31	19,743	50	31,837	9	1,0154
10	6,394	21	13,389	32	20,379	55	35,014	10	1,0125
11	7,027	22	14,025	33	21,017	60	38,197	11	1,0103
12	7,663	23	14,652	34	21,645	70	44,583	12	1,0086
13	8,299	24	15,291	35	22,287	80	50,942	13	1,0074
14	8,929	25	15,926	36	22,925	90	57,307	14	1,0063
15	9,569	26	16,562	37	23,563	100	63,654	15	1,0055

Если цепь не толста и число гнезд на звездочке достаточно велико, то второй член подкоренного выражения в ур. 12 сравнительно с первым становится настолько малым, что без всякого ущерба для точности работы цепи на блоке он может быть отброшен. При значениях $n < 9$ и $\delta > 16 \text{ mm}$ — радиус звездочки необходимо вычислять точно по ур. 12, если же $n > 9$ и $\delta < 16 \text{ mm}$, то можно пользоваться приближенным уравнением

$$r = 0,5 \cdot A \cdot l \dots \dots \dots (12,а).$$

получающимся из предыдущего, если в нем под корнем откинут второй член.

Блоки с гнездами обыкновенно изготавливаются из чугуна, а звездочки—также еще из стали и иногда из железа. Если звездочка малого диаметра, то может случиться, что между телом вала, на котором должна быть посажена звездочка, и между вертикально располагающимися на звездочке звеньями цепи остается слишком мало места—меньше, чем требуется для прочности втулки звездочки. В таких случаях необходимо увеличить число гнезд на звездочке, или же еще можно изготовить звездочку в одно целое с валом, как это представлено в Атласе на табл. 3, фиг. 1—6. Соединение звездочки в одно целое с валом позволяет ставить звездочку очень малого диаметра, и с этой точки зрения такую конструкцию можно рекомендовать во всех тех случаях, где требуется особенная уютность механизма, но обходится она довольно дорого, так как такую звездочку большей частью уже нельзя отлить, а приходится отковывать ее вместе с валом из целого металла и затем уже выделять в ней необходимые для звеньев цепи гнезда—работа очень трудная и дорогая. Очень маленькая звездочка невыгодна еще в том отношении, что во время работы каждое звено цепи принуждено повернуться относительно соседнего с ним звена на очень большой угол, а это влечет за собой излишнюю потерю работы на преодоление сил трения между звеньями цепи и быстрый износ цепи.

Чтобы звенья цепи и самые гнезда звездочки не так срабатывались, желательно, чтобы цепь охватывала звездочку на возможно больший угол. Для этого, а также для того, чтобы предотвратить возможность спадания цепи со звездочки, при ней почти всегда устраивают особый направляющий кожух (см. в Атласе на табл. 3, фиг. 1, 3 и 5 и на табл. 4, фиг. 6—8, а иногда вместо него ставят заменяющий его направляющий блок—см. фиг. 5 на табл. 2. На фиг. 3 табл. 3 изображен еще стальной зуб С, чтобы выталкивать из гнезд вращающейся перед ним звездочки те звенья цепи, которые (после того как цепь несколько поработает и вытянется) могут в гнездах завязнуть—часто настолько сильно, что без посторонней силы они сами выйти уже не могут. Как бы аккуратно ни была приготовлена звездочка по данной цепи, но удлинение звеньев цепи под нагрузкой мы устранить не в состоянии; в виду этого всегда надо считаться с возможностью подобного завязывания цепи в звездочке, что почти всегда сопровождается толчками и ударами—и вот это последнее свойство звездочки представляет главный недостаток звездочки, совершенно исключающий применение ее там, где требуется покойный, ровный ход груза (наприм., в литейных кранах, для под'ема опок) и где нужно развить большие скорости. Скорость движения цепи при звездочке нельзя допускать более 0,3 мт в секунду.

Так как звездочка не набирает на себя всю длину цепи, а пропускает свободный конец цепи дальше, то при звездочке необходимо устроить какое-либо помещение—ящик для хранения в нем сходящей со звездочки цепи. Ящик для складывания в нем цепи, сходящей со звездочки (см. в Атласе на табл. 3, фиг. 5) не должен быть слишком широк, чтобы цепь могла заполнить его более равномерно во всю ширину: на каждые 1000 кг цепи, подлежащей хранению в ящике, необходима полезная емкость ящика в 0,40 до 0,45 мт³; цепь при этом должна быть хорошо смазана. Для правильной работы наименьшую длину свободно свешивающегося конца цепи рекомендуется допускать приблизительно не менее 1 метра, а еще лучше этот конец прочно закрепить в опорах ворота, чтобы цепь не могла вся перейти на звездочку и затем с нея спасть.

Валы блоков, передающих работу, рассчитываются на совместное действие сгибающего и крутящего моментов по уравнению:

$$\frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot B \geq \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + \beta^2 M_t^2} \dots \dots \dots (13),$$

в котором

$$\beta = \frac{1}{5} B : T;$$

M_b и M_k — сгибающий и крутящий моменты в $kgmm$;

B и T — допускаемые напряжения при сгибании и кручении в kg/mm^2 .

При расчетах по ур. 13 для машин с медленным ходом можно брать следующие напряжения при сгибании:

	для слабо нагруженных тонких валов,	для сильно нагруженных толстых валов, принимающих грузовую цепь,
из сварочного железа	$B \leq 3 \text{ kg/mm}^2$;	$B \leq 6 \text{ kg/mm}^2$;
„ литого железа или стали среднего качества	$B \leq 4$ „ ;	$B \leq 6$ „ ;
„ литой стали высшего качества	$B \leq 5$ „ ;	$B \leq 8$ „ ;

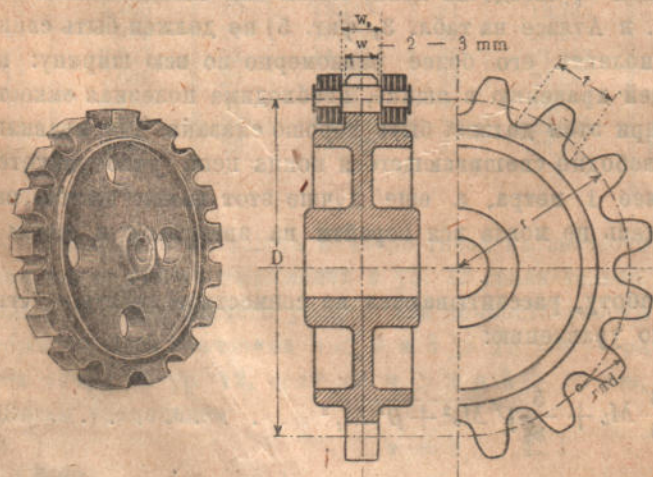
Что касается напряжений при кручении, то здесь необходимо иметь в виду, что во время работы блоков с гнездами (и особенно звездочки) даже и при правильном положении звеньев цепи в гнездах блока, всегда получаются неровный ход и периодические возрастания и убывания крутящего момента; объясняется это тем, что при вращении блока плечо силы Q , натягивающей цепь, относительно центра вала не остается постоянным, а все время меняется (см. черт. 64) в пределах от a до r . Для валов блоков, передающих работу, в виду этого, при малых скоростях можно допускать напряжения при кручении:

для сварочного железа	$T \leq 2,4 \text{ kg/mm}^2$;
„ литого железа или стали среднего качества	$T \leq 4$ „ ;
„ литой стали высшего качества	$T \leq 6$ „ ;

Нередко блоки, передающие работу, отливаются в одно целое с зубчатым колесом (см. в Атласе на табл. 7, фиг. 14 — блок s ; на табл. 48, фиг. 4), или с какой-нибудь другой деталью (см. на табл. 7, фиг. 1 и 9 — два блока отлиты в одно целое), которым блок в таком случае непосредственно передает крутящий момент, воспринимаемый им от цепи. Ось здесь кручения не испытывает, служит только опорой для блока и должна рассчитываться только на изгиб.

В машинах с быстрым ходом, при резком пускании машины в ход, при остановках, а часто также и во время работы, возможно появление больших сил инерции масс движущихся частей механизма и самого груза; влияние этих добавочных сил на прочность всех частей механизма может быть весьма значительно и потому в таких случаях это обстоятельство необходимо иметь в виду и постараться выяснить силы инерции масс, или же по крайней мере принять значительно более низкие допускаемые напряжения во всех деталях механизма и особенно в осях и валах.

9. Зубчатые блоки для цепи Галля (Daumenrad; Pignon-galle; Sprocket wheel) изготавливаются из железа или стали и представляют собою зубчатое колесо (черт. 65),



Черт. 65.

узкие зубцы которого входят между пластинками цепи Галля и там зацепляют за среднюю утолщенную часть валиков цепи. Когда одно звено цепи Галля плотно лежит на блоке в надлежащем положении, то следующее за ним соседнее звено может быть введено в зацепление, или, наоборот, может быть выведено из зацепления только, если его повернуть вокруг валика, соединяющего эти два звена. При таком вращении все точки второго звена опишут окружности, опи-

санные из центра этого именно валика; кривая, огибающая цилиндрическую поверхность следующего валика, таким образом также будет окружность, описанная из центра неподвижного первого валика, а отсюда следует правило, что боковые поверхности зубцов блока должны быть очерчены (черт. 65) по окружностям, описанным радиусом равным $t - \frac{1}{2} D$, где t —длина звена, а D —диам. болта цепи Галля, при чем все центры этих окружностей расположены на окружности радиуса r блока. Выемка между зубцами обыкновенно очерчивается тоже по окружности, диаметр которой немного больше диаметра болтиков цепи; расстояние между зубцами по хорде равно длине цепного звена. Чтобы зубцы блока при работе цепи легче входили в промежутки между пластинками, верхнюю часть зубцов несколько скашивают, как это сделано в верхней части чертежа 65, но это не обязательно и часто также зубцы имеют прямоугольную форму, как указано на том же чертеже внизу.

Если на блоке n зубцов, то радиус r блока (до окружности, проходящей через центры всех валиков цепи) определится как радиус окружности, в которую вписан многоугольник с n сторонами, каждая длиной t (см. черт. 65). Следовательно мы будем иметь:

$$r = \frac{1}{2} \cdot \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{2n}} = B \cdot t \dots \dots \dots (14).$$

где t —длина цепного звена, а числовые значения коэффициента B для различных n даны в таблице 13.

Хотя в видах уменьшения радиуса блока было бы желательно возможно уменьшать n —число зубцов, но на практике меньше 8 зубцов назначают очень неохотно и принимают как наименьший практически возможный минимум при натяжении нагруженного конца цепи:

до 3 000 kg $n = 8$,
от 3 000 до 20 000 kg $n = 9$,
более 20 000 kg $n = 10$,
и для блоков направляющих $n = 15$ до 30.

Таблица 13.

Числовые значения коэффициента B в ур. 14.

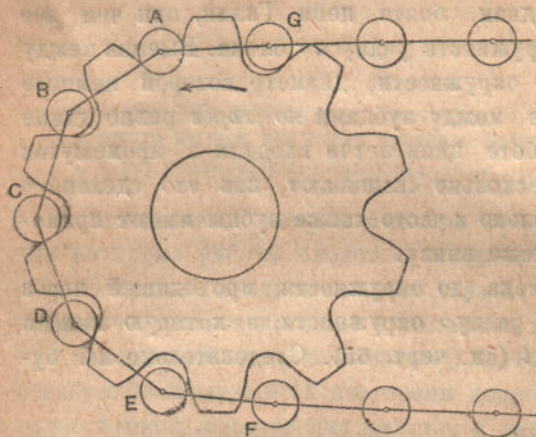
(n —число зубцов на блоке.)

n	$B = \frac{0,5}{\sin \frac{180^\circ}{n}}$	n	$B = \frac{0,5}{\sin \frac{180^\circ}{n}}$	n	$B = \frac{0,5}{\sin \frac{18^\circ}{n}}$	n	$B = \frac{0,5}{\sin \frac{180^\circ}{n}}$	n	$B = \frac{0,5}{\sin \frac{180^\circ}{n}}$
8	1,307	13	2,089	18	2,880	23	3,672	28	4,464
9	1,462	14	2,247	19	3,038	24	3,831	29	4,625
10	1,618	15	2,405	20	3,197	25	3,990	30	4,785
11	1,775	16	2,563	21	3,355	26	4,149	31	4,942
12	1,932	17	2,723	22	3,514	27	4,307	32	5,101

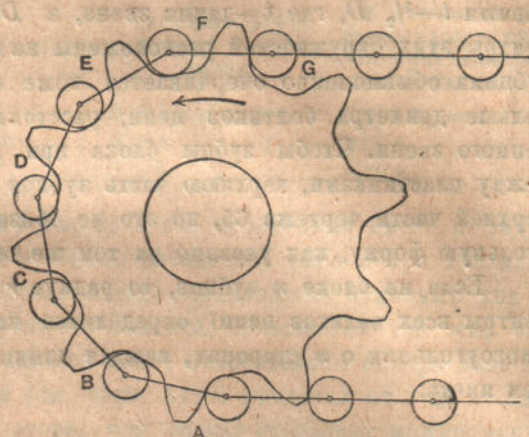
Примечание. Между коэфф. A в таблице 12 и B в таблице 13 существует зависимость $B_n = 0,5 \cdot A_{\frac{1}{2}n}$, поэтому при расчете радиуса блока для цепи Галля с четным числом зубцов больше 32 можно пользоваться таблицей 12, отыскивая в ней значение коэфф. A для вдвое меньшего числа гнезд звездочки и разделив его на 2.

Пример. $n = 60$ зубцов; по табл. 12 для $\frac{1}{2} n = 30$ гнезд звездочки находим $A_{30} = 19,106$, следов. $B_{60} = \frac{1}{2} \cdot A_{30} = \frac{1}{2} \cdot 19,106 = 9,553$.

Обыкновенно предполагают, что одновременно зацепляются с зубцами блока все те валики цепи, которые в данный момент лежат на блоке; это предположение однако в действительности оправдывается только пока цепь новая и еще не успела вытянуться. На черт. 66 показано, как в действительности будет лежать цепь Гадля на блоке, после того как звенья ее от работы вытянутся



Черт. 66.



Черт. 67.

(на чертеже ведущей деталью является блок; верхний конец цепи нагруженный, а нижний — свободный): мы видим, что в зацеплении находится только валик А; валик G еще не вошел в зацепление, а все остальные, хотя и должны были бы зацепляться с соответствующими зубцами блока но на самом деле их не касаются, так как каждое звено цепи длиннее шага зацепления (по хорде на блоке. При дальнейшем вращении блока валик G будет имеющимся натяжением цепи вдавлен на свое место на блоке, а валик А при этом из зацепления должен будет выйти и взамен его будет работать валик G до тех пор, пока и он в свою очередь не будет выдвинут из зацепления следующим валиком. Нельзя здесь не обратить внимания на то обстоятельство, что мы здесь имеем дело не с нормальной сменой работающих элементов цепи и блока, как мы это имеем во всякой зубчатой передаче, а с насильственным выдавливанием одного валика другим, благодаря тому, что длина AG больше того расстояния между зубцами блока, в которое это звено должно втиснуться. Если принять во внимание, что указанный процесс, т.е. замена одного работающего валика цепи другим, происходит под нагрузкой и сопровождается скольжением рабочих поверхностей валика и зуба блока, то станет понятным, почему так часто приходится наблюдать весьма сильное истирание этих именно поверхностей. Чем цепь сильнее вытянута, тем в большей мере будет проявляться описанное неудобство.

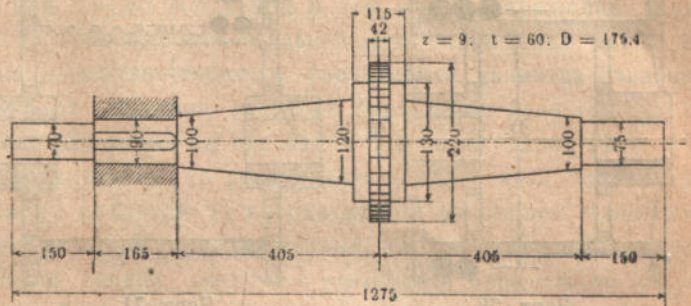
Рекомендуется в виду этого *) делать с самого начала шаг зацепления на блоке немного больше длины цепных звеньев, имея в виду, что они со временем вытянутся, и во всяком случае не делать выемки между зубцами блока слишком тесными, чтобы дать место для валиков при работе на блоке уже вытянувшейся цепи. На чертеже 67 шаг зацепления на блоке больше длины цепного звена настолько, что на длине 6 звеньев валик G настолько отстал от зуба, с которым он должен будет впоследствии работать, что задней своей (при заданном вращении) *нерабочей* стороной он коснулся предыдущего зуба. Это предельный возможный случай, вообще же мы должны всегда иметь условие $(t_1 - t) m \geq t - (D + a)$ в котором t_1 и t — шаг зацепления и длина звена, m — число звеньев, одновременно лежащих на блоке в работе, D — диам. валиков цепи, a — толщина зуба.

Не следует упускать, что и в этом случае в зацеплении будет находиться всегда лишь один зубец с соответствующим валиком; и здесь цепь при вращении блока должна будет по нему как бы скользить, но здесь уже валики будут скользить не по боковому профилю зубцов блока, а по дну уширенной для этой цели выемки между зубцами (см. зубцы B, C, D, E на черт. 67), затем здесь давление между скользящими одна по другой поверхностями значительно меньше, чем на черт. 66, и, самое главное, — по мере вытягивания цепи сдвигание цепи по блоку постепенно будет уменьшаться и наконец может остановиться, если цепное звено удлинится до размера t_1 ; если звено удлинится еще больше, то опять начнется сдвигание цепи по блоку, но уже в другую сторону.

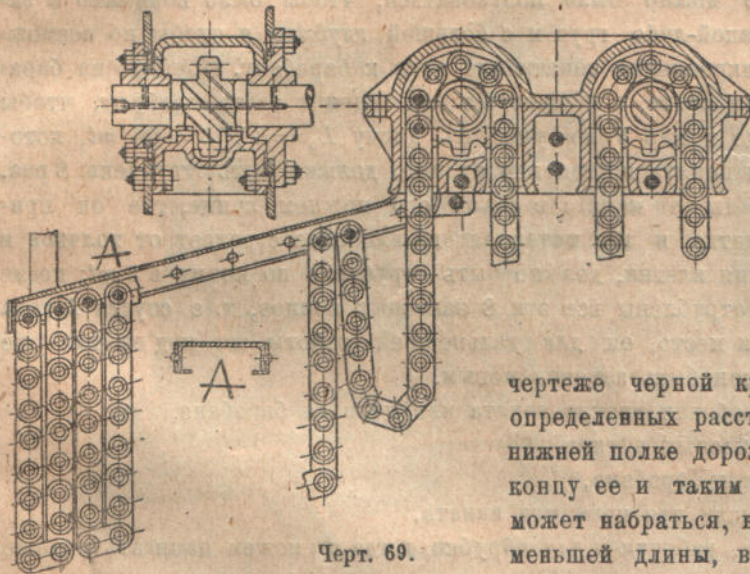
*) Iron Age, 1901 г., 9 мая, стр. 6.

Блоки для цепей Галля часто также изготавливаются в одно целое с валом (черт. 68); такая конструкция блока здесь не представляет тех затруднений для его выполнения, как в звездочке для калиброванной цепи, так как нарезка зубцов на блоке — работа сравнительно более простая, чем вырезывание углублений (черт. 63) звездочки для калиброванной цепи.

Так как цепь Галля отгибает блок только на известной дуге, то для нее, так же как и для калиброванной цепи на звездочке, устраивают направляющий кожух. Цепь, сматывающаяся с блока здесь, в виду большой жесткости ее, однако не рекомендуется собирать в какой-либо ящика, лучше ее подвесить в одной или нескольких петлях тут же у места схода ее с блока. На черт. 69 представлен способ подвешивания крюка грузоподъемной машины при посредстве цепи Галля к двум блокам — самый крюк, висящий под этими блоками на чертеже не показан. Оба блока и цепь, лежащая на них, со всех сторон закрыты чугуным кожухом и с левой стороны к нему прикреплена железная балочка, образующая наклонную дорожку А;



Черт. 68.



Черт. 69.

высота балочки назначена такою, что внутри ее (см. чертеж 69, буква А) свободно проходят все „нормальные“ болты цепи Галля. Не проходят и на балочке задерживаются болтики, которые нарочно сделаны длиннее прочих; эти более длинные болтики, указанные на

чертеже черной краской, расположенные на определенных расстояниях друг от друга, по нижней полке дорожки А сползают к нижнему концу ее и таким образом там постепенно может набраться, в виде петель ббльшей или меньшей длины, вся цепь, сматывающаяся с левого зубчатого блока. Длина и число не-

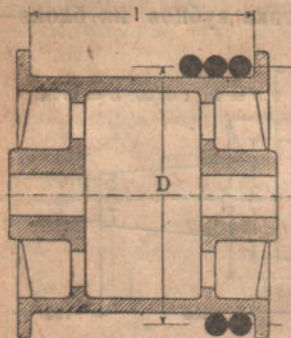
обходимых петель всегда могут быть сообразованы с имеющейся в распоряжении конструктора свободной высотой помещения (чтобы петли не задевали за посторонние предметы под краном) и с полной длиной цепи, которую нужно подвесить.

Цепь Галля нельзя отгибать в сторону из средней плоскости блока и потому вся цепь должна всегда оставаться в одной плоскости.

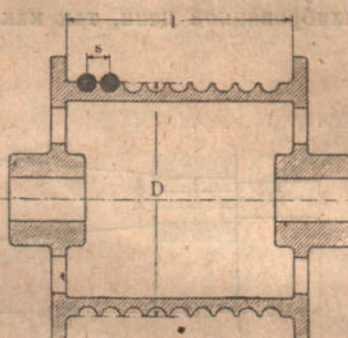
Расчет осей и валов зубчатых блоков для цепей Галля производится по тем же формулам и при тех же допускаемых напряжениях, какие были даны в §§ 7 и 8 для цепных и канатных блоков.

10. Барабаны для канатов и простых цепей. Барабан большею частью представляет собою цилиндрическое тело с гладкою или желобчатою поверхностью; желобок этот делается различной формы, смотря по тому, какой именно элемент будет наливаться на барабан, и в виде спиральной бороздки идет по винтовой линии с шагом z от одного конца барабана до другого. Если барабан назначается для пенькового каната, то он делается гладкий (черт. 70); для стального каната он тоже может быть глад-

ким, но срок службы каната будет значительно дольше, если на барабане будут иметься гладко проточенные дорожки (черт. 71), очерченные по кругу, диам. которого на 2—3 *mm* больше



Черт. 70.



Черт. 71.

диам. каната (фиг. 27 на табл. 1). Барабан для простой цепи иногда также оставляют гладким (фиг. 7 на табл. 1), но большую часть он делается желобчатый; профили желобков (фиг. 8—10 на табл. 1) тождественны с описанными выше формами ручьев на-

правляющих цепных блоков—нужно представить себе поверхность барабана в продольном разрезе образованную из ряда таких дорожек, расставленных одна от другой на величину шага *s* винтовой линии, направляющей желобок.

Рабочая длина *L* каната или цепи, которую должен принять на себя барабан, всегда находится в определенной зависимости от высоты *h* подъема груза— $L = a \cdot h$ (об этом см. в статье о полиспадах) и сверх этого на барабане всегда еще должен уместиться некоторый запас, который нужен для того, чтобы при обрывах каната или цепи близ крюка им еще можно было пользоваться, чтобы было возможно в экстренном случае поднять какой-либо груз и с большей глубины и чтобы по возможности разгрузить место прикрепления каната или цепи к барабану. Принято на барабане оставлять 2—3 лишних витка, а в шахтных подъемниках часто требуют, чтобы на барабане сверх того еще можно было уместить длину $L_0 = 8 \times 3 = 24 \text{ mt}$, которая затем во время работы каната постепенно от него должна быть отрублена: 8 раз, через каждые 3 месяца работы, от каната в самом его нижнем конце, где он прикрепляется к подъемной клетке и где материал его наиболее страдает от толчков и изменений скорости движения клетки, должно быть отрублено по концу в 3 *mt*; после того, как от каната будут отрублены все эти 8 запасных концов, т. е. спустя 2 года после постановки каната на место, он для дальнейшей работы на подъемнике уже считается негодным и должен быть заменен новым.

Обозначим *n*—число рабочих витков каната или цепи на барабане,

$n_0 = 2$ до 3—число запасных витков,

D и *l*—диаметр и длину барабана,

s—шаг винтовой дорожки для цепи или каната,

L и *L*₀—длину каната, рабочую и для обрубки, тогда мы можем написать условие

$$l = (n + n_0) \cdot s = \left(\frac{L + L_0}{\pi \cdot D} + n_0 \right) \cdot s \dots \dots \dots (15),$$

на основании которого определяется необходимая длина барабана. Для кранов большую часть принимают *L*₀ = 0.

Чтобы смежные витки каната или цепи не терлись друг об друга, между ними оставляют зазор в 2—3 *mm*, следовательно величина шага *s* витков определится (*d*—диам. каната; δ —диам. цепного железа):

для каната пенькового или стального— $s = d + 2$ до 3 *mm*;

для цепи, если она лежит на барабане и на всех блоках, как показано на черт.

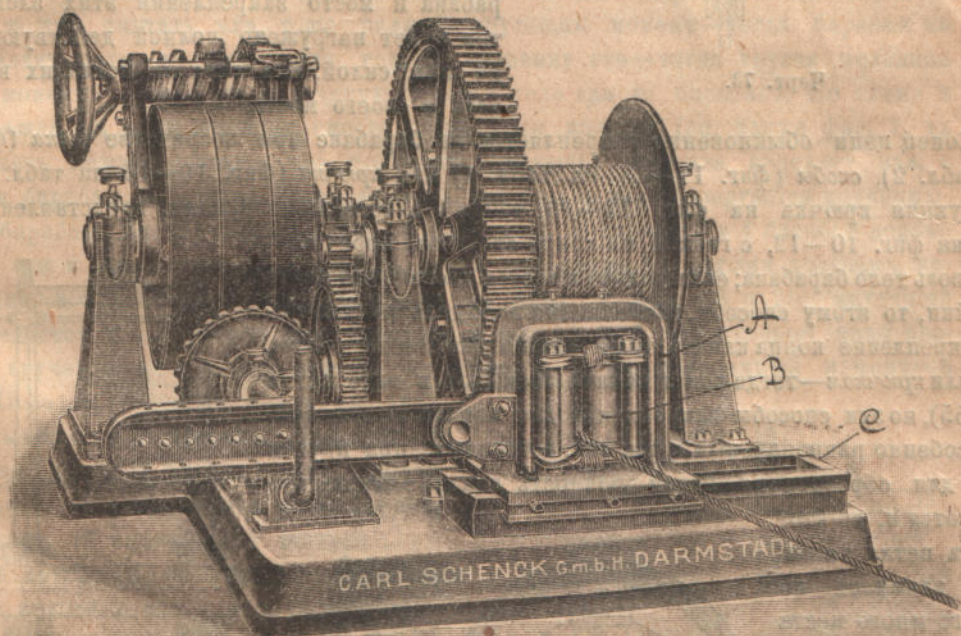
59— $s = 3,5 \delta + 2$ до 3 *mm*;

для цепи, если она лежит на барабане и на всех блоках под углом 45°, как показано на черт. 58— $s = 2,5 \delta \cdot \cos 45^\circ + \delta + 2$ до 3 *mm* = $2,8 \delta + 2$ до 3 *mm*.

Последние два выражения для *s* указывают на возможность сократить длину

барабана при всех прочих равных условиях, если положить цепь на поверхность барабана и на все блоки не прямо (черт. 59), а под углом в 45° (черт. 58). Когда высота под'ема груза очень высока, или когда почему-нибудь необходимо насколько возможно сократить длину барабана, а увеличить его диаметр не желают, то к этому именно средству и прибегают; при $\delta = 30 \text{ мм}$ и при $n + n_0 = 15$, сокращение длины барабана будет равно $0,7 \cdot 30 \cdot 15 = 315 \text{ мм}$. Дальнейшего сокращения длины барабана возможно достигнуть лишь соответственным увеличением диаметра барабана, при чем увеличится и момент от действия груза на барабанном валу (см. ур. 1). Можно впрочем еще навить цепь или канат на барабан в 2 и более слоев (фиг. 6 на табл. 1); этот способ иногда практикуется, но рекомендовать его нельзя, так как результатом такой экстренной меры является: 1) необходимость *уменьшить допускаемое напряжение* материала канатов и цепей приблизительно на 30%; 2) необходимость *отказаться от применения* более гибких канатов с пеньковыми прокладками (см. об этом на стр. 47); 3) значительно более *быстрый износ* канатов и цепей; 4) *очень неровный ход машины* и периодическое увеличение крутящего момента на барабанном валу.

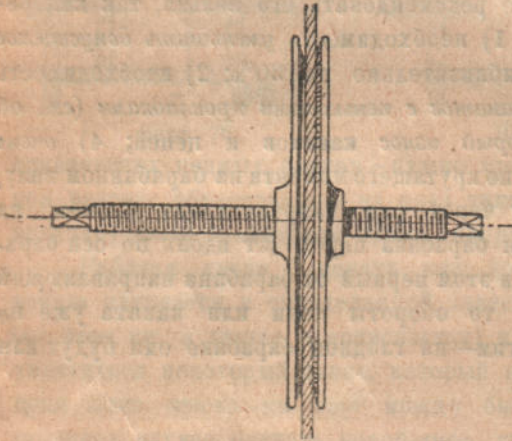
Канат или цепь подводится к барабану через ряд направляющих блоков; на самом барабане цепь или канат при вращении барабана переходят вдоль по оси барабана с одного конца его до другого. Если при этом первый от барабана направляющий блок недостаточно удален от оси барабана, то обороты цепи или каната уже не будут ложиться правильно один рядом с другим—на гладком барабане они будут или



Черт. 72.

расходиться или же, наоборот, набегать один на другой (смотря по тому, в какую сторону будет вращаться барабан), а на барабане с желобками они будут сильно тереться о бока желобков и даже могут из одного желобка перескочить в другой. Отклонение цепей и канатов из средней плоскости вращения допускается для гладких барабанов—не более $\frac{1}{30}$, а для желобчатых (по Эрнсту)—не более $\frac{1}{10}$; расстояние A между осями первого направляющего блока и барабана, следовательно, должно быть: в первом случае— $A \geq 25 l$, а во втором— $A \geq 5l$. Если по местным условиям нельзя выполнить этого условия, то нужно передвигать первый направляющий блок параллельно оси барабана соответственно переходу вдоль по барабану цепи или каната; такое

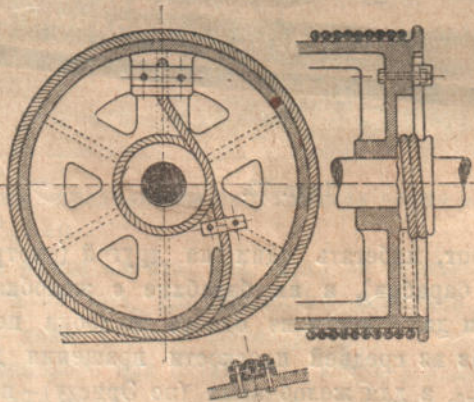
перемещение направляющего блока может быть выполнено различными способами. На черт. 72 представлен приводный ворот с горизонтальным канатным барабаном, перед которым на плите ворота имеется направление *С*, параллельное оси барабана; по этому направлению взад и вперед ходит каретка *А*, в которой укреплены оси двух длинных вертикальных блоков *В*, направляющих канат на его пути к барабану. Движения каретки кинематически связаны с вращением барабана в ту или иную сторону и канат всегда подводится к барабану как раз против того места, где он должен лечь в желобок. На черт. 73 неподвижная ось и втулка блока снабжены винтовой нарезкой, шаг которой сообразован с диаметром блока и шагом витков на барабане; при вращении барабана направляющий блок движущимся канатом также приводится во вращение и при этом навинчивается вдоль по винту в ту или другую сторону; ось должна быть хорошо закреплена, чтобы она не могла вращаться.



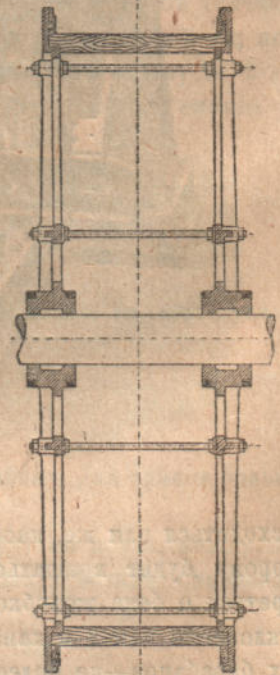
Черт. 73.

Концы цепи или каната должны быть прочно закреплены на барабане—настолько прочно, чтобы, даже и в том случае, если вся длина цепи или каната смотается с барабана и место закрепления этих элементов будет нагружено полной действующей по ним силой, эта сила не могла их вырвать с своего места.

Конец цепи обыкновенно закрепляется на барабане при посредстве *ушка* (фиг. 7 на табл. 2), *скобы* (фиг. 11—13 на табл. 1) или *крючка* (фиг. 10—15 на табл. 4). Конструкция крючка на фиг. 13—15, табл. 4 слабее конструкции, представленной рядом на фиг. 10—12, с гайкой на конце стержня, пропущенного сквозь тело барабана; если только имеется достаточно места для гайки, то этому способу закрепления надо дать предпочтение. Закрепление конца каната тоже можно произвести *ушком*, *скобой* или *крючком*—тогда конец каната загибают в виде петли (черт. 55), но эти способы закрепления для каната нельзя признать особенно рациональными, так как, во-первых, при крутом загибе для образования петли прочность каната значительно ослабляется и, во-вторых, эта петля на барабане занимает по длине его много места (равное 3 виткам), что также не выгодно. Поэтому чаще конец каната пропускают сквозь тело барабана и там закрепляют его *хомутами* (фиг. 24—26, на табл. 1) и *нажимными винтами* (фиг. 20—23, на табл. 1), или еще его сверх того огибают в несколько раз вокруг *втулки* (черт. 74) или *стопы* барабана.



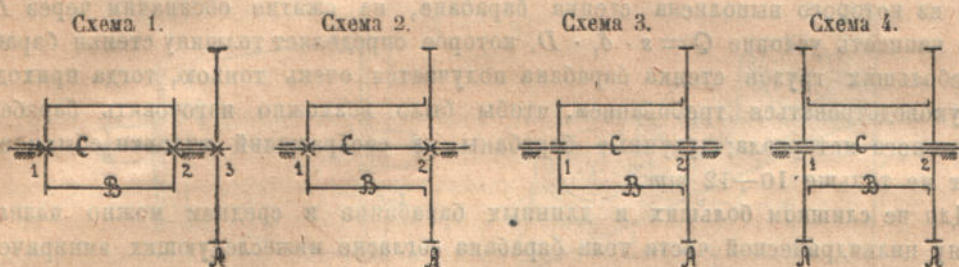
Черт. 74.



Черт. 75.

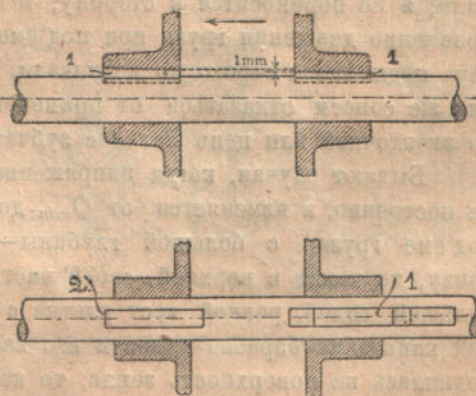
Втулки и спицы барабанов большею частью отливается из чугуна, что же касается тела барабана, то его выполняют или тоже из чугуна—тогда весь барабан может быть отлит в одно целое, или из дерева (черт. 75), из железа (фиг. 7, на табл. 2), или, наконец, из чугуна, но с деревянной обшивкой, чтобы не так сильно сшивались канаты *).

При определении конструктивных размеров частей барабана большое влияние имеет способ посадки барабана на вал, поэтому раньше чем приступать к их определению всегда сначала нужно выяснить этот вопрос. На черт. 76 представлены четыре наиболее часто практикуемых способа посадки барабана на вал.



Черт. 76.

По схеме 1 на черт. 76 барабан *В* посажен на двух шпонках отдельно от зубчатого колеса *А*; на части 2—3 вал *С* испытывает полный крутящий момент, а на части 1—2 можно считать или тоже полный крутящий момент—тогда барабан на кручение рассчитывать не надо, или только половину его—тогда другая половина крутящего момента передается к сечению 2 через тело самого барабана. По схеме 2 барабан посажен на двух шпонках вместе с зубчатым колесом (см. также фиг. 7, на табл. 2); опять можно считать, что половину крутящего момента передает вал, а другую—сам барабан, но можно также считать, что только вал подвергается кручению, тогда тело барабана на кручение не надо рассчитывать. В схемах 3 и 4 барабан вольно посажен на оси и приводится во вращение одним или двумя зубчатыми колесами, непосредственно с ним связанными (см. также на табл. 1, фиг. 18 и 20); крутящий момент передается только через тело барабана и потому его обязательно надо рассчитать на кручение: на полный момент—в схеме 3, и на половинный момент—в схеме 4. Посадка барабана сразу на двух шпонках выполняется двойным способом: в одном случае (черт. 77 вверху)—обе шпонки (1) с затяжкой, но одна из них выше другой; в другом (черт. 77 внизу) одна шпонка (1) с затяжкой, а другая (2) врезная без затяжки.



Черт. 77.

Кроме кручения вал и тело барабана испытывают изгиб, поэтому расчет должен быть произведен на одновременное действие сгибающих и крутящих моментов по ур. 13. Так как при работе цепи и каната на барабанах нет той неравномерности хода, какая имеет место при работе зубчатых блоков, то при небольших скоростях вместо напряжений кручения, указанных на стр. 62, можно для тех же трех материалов допустить напряжение кручения $T \leq 3,6$, $T \leq 6$ и $T \leq 9$, а для чугуна при расчете толщины тела барабана $T \leq 2 \text{ kg/mm}^2$.

*) Во время постройки Фортского моста (в Шотландии) благодаря устройству на барабанах деревянной обшивки и хорошей смазке канатов удалось увеличить срок службы проводочных канатов с 4 (!) и 12 недель до 2 и 3 лет.

При навивании на барабан цепи или каната, натянутых действием силы веса поднимаемого груза, тело барабана лежащими на него оборотами каната или цепи сильно сжимается, в виду этого толщина стенки барабана должна быть определена из расчета ее на сжатие по диаметальному сечению. Представим себе тело барабана в виде кольца*) длиною по образующей равной шагу витка s , толщиной δ_1 , на котором лежит виток грузового каната, и предположим, что при наложении каната на это кольцо он был все время натянут силой Q , тогда наше кольцо в диаметральном его сечении будет сжиматься с силой $2Q$, а сопротивляться этому сжимающему усилию будут два сечения, каждое площадью $s \cdot \delta_1$. Если мы допускаемое напряжение материала, из которого выполнена стенка барабана, на сжатие обозначим через D , то можно написать условие $Q = s \cdot \delta_1 \cdot D$, которое определяет толщину стенки барабана. Для небольших грузов стенка барабана получается очень тонкою, тогда приходится уже руководствоваться требованием, чтобы было возможно изготовить барабан из назначенного материала; чугунные барабаны из соображений отливки обыкновенно делают не тоньше 10—12 *mm*.

Для не слишком больших и длинных барабанов в среднем можно назначать толщину цилиндрической части тела барабана согласно нижеследующих эмпирических формул:

для листового железа	$\delta_1 = 0,01 D + 3 \text{ mm};$
чугуна	$\delta_1 = 0,02 D + 10$
дерева	$\delta_1 = 0,03 D + 25$

где D —означает диаметр барабана.

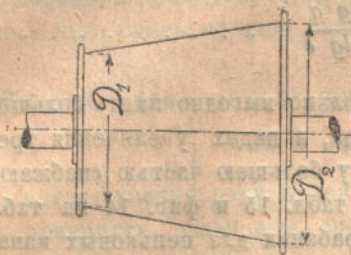
Желая получить барабан меньшего диаметра, особенно когда канат или цепь очень толсты, часто предпочитают наматывать на барабан не один только конец, а два. При этом длина барабана получается больше, но зато канат или цепь, диаметр барабана и крутящий момент—сопротивление, которое должен преодолеть двигатель, будут меньше; пример такого двойного барабана представлен в Атласе на табл. 45 а, фиг. 1—3. Часто вместо одного длинного барабана ставят их два, но более коротких, и располагают их или на одном общем валу, или же на двух отдельных валах один рядом с другим. Наматывание на барабан не одного только, а двух концов каната или цепи имеет еще то преимущество, что при этом груз поднимается строго по вертикали, и не переносится в сторону; в большинстве случаев практики то или иное направление движения груза при подеме не существенно, но иногда желательно, чтобы груз поднимался строго по вертикали, тогда необходимо поставить сдвоенные барабаны или же совсем отказаться от применения барабана и применить калиброванную цепь со звездочкой или цепь Галля с зубчатым блоком.

Бывают случаи, когда напряжение цепи или каната, наматываемых на барабан, не постоянно, а изменяется от Q_{min} до Q_{max} ; такой, например, случай мы имеем при подеме грузов с большой глубины—в шахтах: когда клетка подъемника находится внизу, то канат в верхней своей части, где он ложится на барабан, нагружен наибольшей силой, равной весу клетки с грузом + вес всего каната; по мере наматывания каната на барабан длина и вес каната постепенно уменьшаются и когда клетка поднялась на поверхность земли, то канат уже нагружен только весом клетки и груза. Если мы здесь поставим обыкновенный цилиндрический барабан, то момент сопротивления, который во время работы должна преодолевать машина, все время будет изменяться, поэтому при глубине шахты более 60 *mt* применение цилиндрических барабанов, уже не рекомендуется.

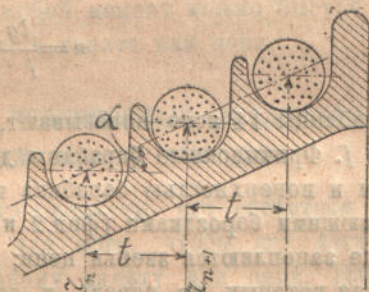
Чтобы крутящий момент на барабанном валу в течение всего подема клетки оставался постоянным (или почти постоянным—ибо не всегда удается достигнуть

*) Для простоты угол винтового желобка принят $= 0$, а поверхность барабана гладкою.

полного равенства крутящих моментов для всего пути), часто ставят конoidalные барабаны, гладкие—пока угол образующей конуса не велик (не более $8-10^\circ$) и канат по конусу не будет сползать (черт. 78), или желобчатые—если этот угол (α на черт. 79) большой,—точнее сказать, если этот угол будет больше угла трения ($\alpha > \varphi$) при скольжении каната по барабану. Когда диаметр каната определен, то по нему по общим правилам назначают *меньший* диаметр D_1 барабана, а затем уже больший его диаметр D определяют из условия равенства моментов для крайних положений каната $Q_{\max} \cdot \frac{1}{2} D_1 = Q_{\min} \cdot \frac{1}{2} D_2$. Длину l барабана можно определить как и для цилиндрического барабана, приняв для расчета средний диаметр. Желобок на конoidalном барабане представляет собою винтовую нарезку, но не на цилиндре, а на конусе; в определенном диаметральной сечении (черт. 79) конoidalного барабана между радиусами r_n и r_{n+1} двух смежных витков, с шагом t винтовой линии и углом α образующей конуса между этими витками имеется зависимость $r_{n+1} = r_n + t \cdot \operatorname{tg} \alpha$; угол α может быть постоянным, как на черт. 79, но он может быть и переменным, тогда образующая барабана будет не прямая, а какая-нибудь кривая. На черт. 79 представлено образование желобков для чугунного барабана; на табл. 1 Атласа, на фиг. 29—для деревянного, а на фиг. 30—для железного барабана.



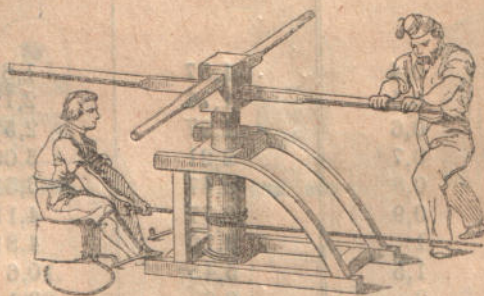
Черт. 78.



Черт. 79.

Фрикционные барабаны применяются в тех случаях, когда длина каната или цепи настолько велика, что уместить всю ее на барабане уже нельзя, но все-таки желают применить именно барабан, а не звездочку; такой пример мы имеем на якорном шпиле на судах, который служит для подъема якоря, при чем длина якорной цепи может быть очень большая.

В фрикционном барабане гибкое тело не закрепляется одним своим концом на барабане, а огибает тело его несколько оборотов (черт. 80) и затем опять с барабана сходит, будучи во время работы все время натянуто усилием рабочего.



Черт. 80.

Число оборотов гибкого тела на барабане в продолжение всей работы, остается постоянным и определяется уравнением

$$Q = ef \cdot \alpha \quad (16)$$

в котором $e = 2,71828$... — основание натуральных логарифмов,

Q и q —натяжение обоих концов гибкого тела,

f —коэфф. трения скольжения гибкого тела по телу барабана,

$\alpha = n \cdot 2\pi$ —угол обхвата барабана гибким телом, выраженный в дуговых единицах; для одного полного оборота $n = 1$ и $\alpha = 2\pi = 6,2832$.

Чтобы гибкое тело под действием силы Q не могло скользить на поверхности барабана, следовательно, на основании ур. 16 мы должны при заданном n тянуть за сбегающий с барабана конец его с силой

$$q = \frac{Q}{e^{f \cdot 2\pi \cdot n}} \quad (16, a)$$

при заданном усилии q рабочего, необходимо наложить на барабан не менее витков каната, чем мы определим из выражения

$$n = \frac{\lg Q - \lg q}{f \cdot 2\pi \cdot \lg e} \quad (16, б)$$

Числа таблицы 14 ясно показывают, насколько выгодно иметь большой коэффициент трения f . Фрикционные барабаны для цепи, в видах увеличения трения между звеньями цепи и поверхностью барабана поэтому большей частью снабжают поперечными выступающими бороздками (фиг. 2 и 4 на табл. 15 и фиг. 14 на табл. 12), за которые лучше зацепляются звенья цепи; на барабанах для пеньковых канатов, коэффициент трения которых по дереву и даже по металлу уже сам по себе достаточно велик, обыкновенно вышеуказанных бороздок не делают (фиг. 9 на табл. 4, фиг. 14 и 19 на табл. 12 и фиг. 5 на табл. 15), так как на барабане с поперечными бороздками канат быстрее изнашивается.

Таблица 14.

Числовые значения коэффициента $e^{f \cdot \alpha} = e^{f \cdot 2\pi \cdot n}$

Число оборотов гибкого тела $n = \frac{\alpha}{2\pi}$	Железная лента по чугунному или железному ободу тормозного шкива, при слабой смазке $f = 0,18$	ПЕНЫКОВЫЙ КАНАТ			
		по чугунному или железному шкиву $f = 0,25$	по полированному дереву $f = 0,33$	по деревянному шкиву $f = 0,4$	по шероховатому дереву $f = 0,5$
0,4	1,57	1,87	2,29	2,73	3,51
0,5	1,76	2,19	2,82	3,51	4,81
0,6	1,97	2,57	3,47	4,52	6,59
0,7	2,21	3,00	4,27	5,81	9,00
0,8	2,47	3,51	5,25	7,47	12,3
0,9	2,77	4,11	6,46	9,60	16,9
1	3,10	4,81	7,95	12,4	23,1
1,5	5,45	10,6	22,4	43,4	111
2	9,6	23,1	63,2	152	535
2,5	16,9	50,8	179	535	2 580
3	29,8	111	503	1 880	12 400
3,5	52,4	244	1 420	6 610	59 600
4	92,2	535	4 340	23 200	287 000

Если фрикционный барабан имеет цилиндрическую форму, как на черт. 80, то при вращении барабана витки каната или цепи на нем будут ложиться один рядом с другим и постепенно придвинутся к какому-нибудь одному концу барабана—надо периодически останавливать работу, разгружать канат, что не всегда возможно (напр., при подеме якоря), и сдвигать канат вдоль по оси барабана к противоположному его концу. Во избежание этого неудобства фрикционным барабанам большей частью при-

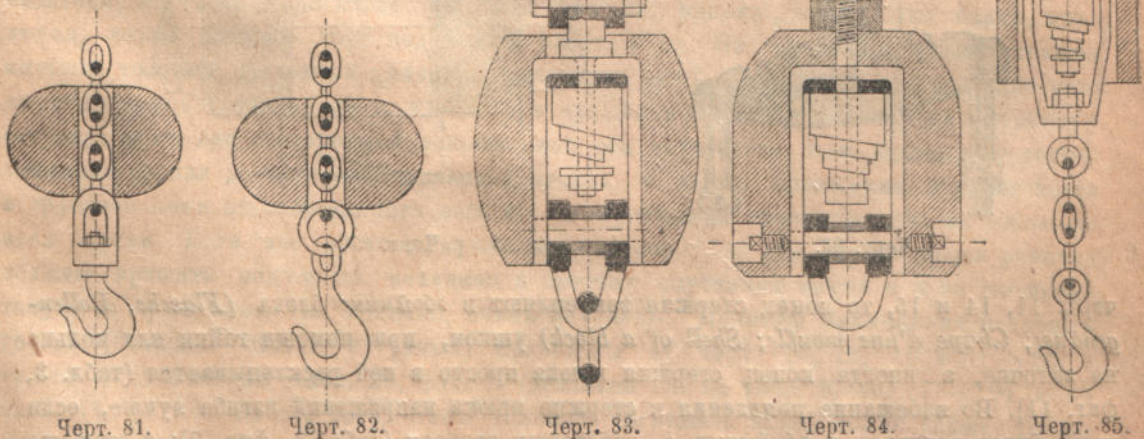
дают конoidalную форму, чтобы во время работы цепь или канат сами по нему сползали и всегда укладывались на нем в средней части барабана. Вместо одного барабана с кривым очертанием иногда ставят рядом два цилиндрических барабана и заставляют гибкое тело огибать сразу оба барабана (каждый раз по полоборота на каждом); оба барабана приводятся в одинаковое вращение и, в смысле расчета силы трения на их поверхности, рассматриваются как бы за один барабан; продольного смещения оборотов гибкого тела при двух цилиндрических барабанах не будет.

Если при конструировании ворота представляется возможным, то стараются поместить фрикционный барабан на конце вала, т. е. вне станин ворота: если один конец барабана свободен, то на него в любой момент можно быстро накинуть и также быстро с него снять нужное число витков каната или цепи.

В. Детали для захватывания поднимаемых предметов и прикрепления их к грузовым канату или цепи.

Соответственно роду поднимаемого предмета, его свойствам или форме, приходится применять различные способы для того, чтобы его легко и быстро можно было захватить и прикрепить к грузовому канату или цепи. Наиболее распространенным элементом является *крюк* и обычно всякий кран снабжается крюком, к которому затем уже на месте по мере надобности привешивают другой, более удобный в данном случае, элемент. Такими специальными элементами могут быть: *ковши* или *ящики* различной формы для сыпучих или жидких грузов (черт. 9, 22, 23 и 24, а также фиг. 1, 10 и 13 на табл. 60); *клетки* для подъемников (черт. 20 и фиг. 4—5 на табл. 58); *клещи* для камней (табл. 4, фиг. 27); *зажимы* для железных листов (табл. 45а, фиг. 11—12), *электромагниты* (табл. 4, фиг. 23—25) и многие другие.

12. Крюки (*Haken; Crochet; Hook*) большею частью отковываются или штампуются из мягкого железа или из хорошо прокованной мягкой стали, но железные крюки, изготовленные из более мягкого материала, прочнее. Крюки в работе часто подвергаются толчкам и ударам, особенно в момент пуска машины в ход, поэтому менее упругие стальные крюки при таком способе нагружения их легко ломаются. Мелкие крюки иногда отливают из стали, но такой способ изготовления крюков можно

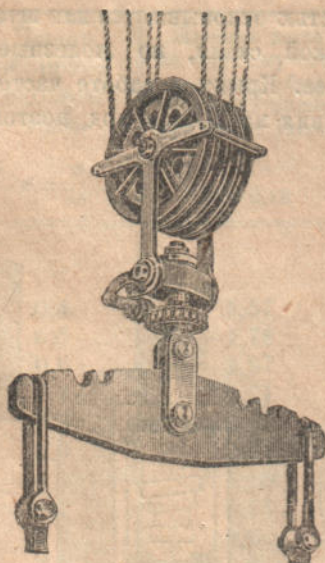


допускать лишь для очень мелких номеров, так как в крупных отливках трудно получить надежную, плотную стальную отливку без скрытых воздушных пузырьков. Чугун, в виду его хрупкости, как материал для изготовления крюков совершенно недопустим. В видах ослабления толчков, возникающих при быстром пуска-

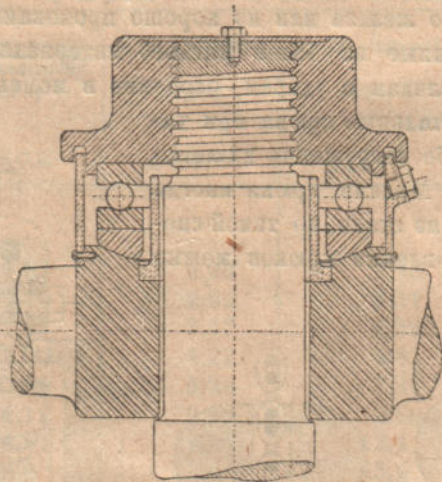
нии машины в ход, подвешивание поднимаемого груза к грузовым тяговым органам часто производят при помощи упругого буферного подвеса; в применении к кранам такие подвесы представлены на черт. 83—85, а также на таблице 20—21, фиг. 9—11. Иногда буферный подвес устраивают не для крюка, а для одного из концов грузовой цепи; такое устройство представлено на табл. 50, фиг. 1 и 5—7, а также на табл. 25, фиг. 5 (детально см. на табл. 4, фиг. 20—22). На табл. 58, фиг. 4—5 и 9—11 приведены примеры прикрепления клеток под'емников к под'емному канату — также при посредстве сильных пружин. Устройство упругих подвесов особенно рекомендуется в машинах с быстрым ходом, так как на быстром ходу влияние сил инерции движущихся масс и все толчки проявляются более резко, и потому скорее возможны обрывы цепей и поломки крюков и в механизме ворота.

В тех случаях, когда крюк прикрепляется непосредственно к концу каната или цепи (черт. 9, 10, 13 и 16), стержень крюка вверх заканчивается *ушком* (*Oese; Oeillet; Eye*) (черт. 82 и 85), которое соединяется с последним звеном цепи или с петлей каната при помощи специального вварного *кольца* (*Ring; Anneau; Ring*) круглой или овальной формы (табл. 3, фиг. 15—16 и фиг. 19—20). Вместо этого конец стержня крюка иногда вставляют в особую *сережку* (черт. 81), которую затем уже прикрепляют к концу каната или цепи и тогда конец стержня крюка снабжают *нарезкой*, как показано на черт. 81, или *заточкой* (табл. 3, фиг. 13), на которую надевается раз'емное стальное кольцо; гайка на нарезке и кольцо на заточке должны быть закреплены на месте шплинтом. Иногда кольцо на конце стержня крюка насаживается наглухо.

Если крюк привешивается к под'емному канату или цепи при посредстве *подвижного блока* (*Loose Rolle, Poulie folle или mobile; Loose pulley*), как показано на



Черт. 86.



Черт. 87.

черт. 11, 14 и 15, то конец стержня закрепляют в *обоймце* блока (*Flasche, Rollengehäuse; Chape d'une moufle; Shell of a block*) ушком, при помощи гайки или кольца на заточке, а иногда конец стержня крюка просто в ней расклепывается (табл. 3, фиг. 11). Во избежание появления в стержне крюка напряжений изгиба лучше, если крюк будет вставлен в обоймцу с некоторым зазором (табл. 3, фиг. 7); с этой же целью крюк часто еще закрепляют в отдельной *траверсе* (табл. 3, фиг. 13), которая на шипах свободно может вращаться вокруг горизонтальной оси, и иногда еще под гайку на конце стержня крюка подкладывают *шайбу*, нижняя поверхность которой обточена по сферической поверхности.

Бывают случаи, когда необходимо крюк вместе с приподнятым и висящим на нем грузом повернуть вокруг вертикальной оси. Если вес груза очень значительный, то для такого поворачивания груза на весу иногда применяются специальные поворачивающие механизмы, как, наприм., представлено на черт. 86 в применении к крюку для литейной, но большею частью вместо такого сравнительно сложного механизма устраивают вращение крюка на шариках (черт. 87). Плитки, по которым ходят шарики, и самые шарики делаются из каленой стали, при чем на плитках для шариков рекомендуется приготовить кольцевую дорожку, профиль которой очерчивается по кругу радиуса $r = \frac{2}{3} d$ диаметра шариков. Диаметр d шариков большею частью берется равным около $\frac{1}{4} d_1$ внутреннего диаметра нарезки на стержне крюка, а число i шариков, которое необходимо, чтобы шарики не смялись, определяется формулой

$$P \leq i \cdot k \cdot d^2 \dots \dots \dots (17)$$

в которой P — давление на все шарики, а k — допускаемое напряжение шариков на смятие. Так как во время работы крюк будет поворачиваться сравнительно редко и притом очень медленно, то здесь напряжение шариков на смятие может быть допущено значительно большее, чем в шариках приводных подшипников, а именно $k \leq 3$ и даже до 4 kg/mm^2 — если шарики ходят в дорожке полукруглого сечения ($r = \frac{2}{3} d$) и $k \leq 2 \text{ kg/mm}^2$, если шарики работают на плоскости, или хотя и в дорожке, но с прямолинейными очертаниями.

В кривой своей части крюк испытывает изгиб — подвешенный груз стремится разогнуть крюк; если вес поднимаемого груза очень велик, то крюк выходит очень толстым, поэтому для больших грузов часто применяют крюки *двурогие*, *двухсторонние*, или *якорные* (*Doppelhaken*; *Crochet double*, *Crochet à ancre*; *Double hook*) (см. табл. 3, фиг. 13), а иногда вместо крюка применяют *серьгу* (*Schlaufe*; *Crochet fermé*; *Loop*) (см. табл. 4, фиг. 16 — 19). Если двухсторонний крюк нагрузить неравномерно, или если даже небольшой груз привесить на одну сторону его, то стержень крюка будет подвергаться весьма сильному изгибу и может сломаться, поэтому на это обстоятельство надо обращать особенное внимание и следить, чтобы во время работы рабочие возможно равномернее нагружали обе стороны двухстороннего крюка. На табл. 4, фиг. 1 — 5, представлен крюк удлиненной овальной формы; такой крюк при тех же размерах поперечного сечения прочнее обычно принятого крюка круглой формы, о чем будет указано ниже. Носик у этого крюка, над зевом его, имеет назначение предотвратить возможность задевания концом крюка за какие-нибудь препятствия, могущие встретиться на пути под'ема, наприм., потолочные балки, края люков, через которые груз поднимают вверх, и пр. На грузовой цепи над крюком имеется толстый железный цилиндр; назначение его — увеличить вес свободно свисающего конца грузовой цепи, чтобы (при вращении под'емного механизма в обратную сторону) крюк без посторонней помощи мог сам опуститься, т.-е. преодолеть сопротивление трения во всех направляющих блоках, а также натяжение, появляющееся в грузовой цепи от собственного веса ее, и протаскать грузовую цепь за собою по всем блокам. Если вес пустого крюка недостаточен, то для спуска крюка рабочие должны вращать под'емный механизм в сторону опускания крюка и в то же время тянуть за крюк вниз, что, конечно, очень неудобно. Примеры применения подобных грузов (большею частью чугунных) приведены на черт. 10, 13, 16 и 81 — 85, а также в Атласе на табл. 29, фиг. 1 (детально см. на табл. 3, фиг. 7 — 10) и на табл. 49, фиг. 1. Вместо того, чтобы отдельно нагружать крюк, можно также увеличивать вес обоймицы подвижного блока (табл. 33 и табл. 47, фиг. 1), отливая ее из чугуна с возможно толстыми стенками.

Имея в виду, что данный предмет в будущем придется поднимать, его часто уже при изготовлении снабжают ушками, ручками (опоки в литейной), или в него ввертывают специально для этой цели предназначенные болты с кольцами, (см. черт. 98),

большую частью однако предметы приходится обвязывать канатами или цепями, которые затем надевают на крюк. Так как при обвязывании поднимаемых предметов эти канаты и цепи в работе легко могут подвергаться сильному перегибу на углах предмета, а также при наложении на крюк, то эти канаты и цепи должны быть рассчитаны с большим запасом прочности, имея в виду, что в них могут при перегибе появиться очень большие добавочные напряжения. В видах ограждения окватывающих канатов и цепей на острых краях поднимаемого предмета от перенапряжения под них на этих местах следует класть особые специальные подкладки или хотя бы деревянный брусок или дощечку, кусок пенькового каната и пр.

Размеры крюка определяются следующим образом (черт. 88):

Внутренний диаметр нарезки стержня крюка определяется из расчета на растяжение по формуле

$$P \cong \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot Z,$$

где P — сила, действующая на крюк.

Для крюков, плотно вставленных в обойму блока, когда стержень крюка кроме растяжения во время работы будет испытывать еще изгиб, можно допускать напряжение

для хорошего железа — $Z \leq 2,8 \text{ kg/mm}^2$,

„ мягкой стали — $Z \leq 4$ „

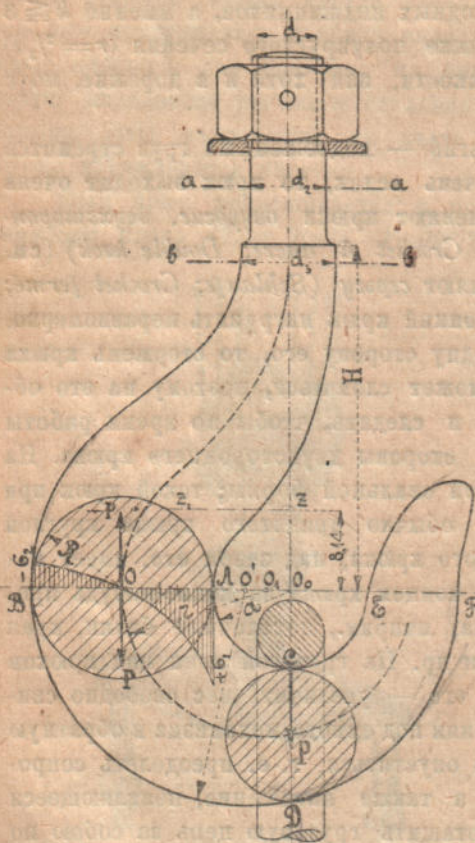
Для крюков, свободно вставленных в обойму блока, когда крюк во время работы будет подвергаться лишь растягивающим усилиям, можно допускать напряжение

для хорошего железа — $Z \leq 5—7,5 \text{ kg/mm}^2$,

„ мягкой стали — $Z \leq 9$ „

Указанные напряжения следует рассматривать как предельные; лучше до них не доходить, особенно для крюков на небольшие грузы, так как иначе крюки получатся слишком тонкими и легкими, что, как было указано выше, не всегда выгодно ¹⁾.

Если крюк будет не с нарезкой и гайкой, а с заточкой для кольца или с ушком, то толщина стержня в заточке или ниже ушка может быть определена, допуская здесь те же напряжения, но крюк получится красивее, если допускаемые напряжения несколько уменьшить.



Черт. 88.

Диаметр d_2 стержня крюка ниже нарезки (внутри обоймы) назначается на глаз несколько полнее наружного диаметра нарезки, а диаметр d_3 стержня под обоймой в начале искривления берется $d_3 = 1,25 d_1$.

Внутреннее очертание зева крюка должно быть настолько просторно, чтобы в нем могли уместиться два звена цепи или два витка каната, при помощи которых

¹⁾ При проверке целого ряда исполненных крюков были получены напряжения в нарезке:

на грузы от $\frac{1}{2}$ до $\frac{3}{4}$ tn — $Z = 1,5$ до $1,8 \text{ kg/mm}^2$;

„ „ „ 1 „ 3 „ — $Z \cong 2,4 \text{ kg/mm}^2$;

„ „ „ 3 „ 15 „ — $Z \cong 2,8 \text{ kg/mm}^2$;

поднимаемый груз привешивается к крюку. Радиус кривизны a этого очертания определяется:

$$a = 0,5 \text{ до } 0,6 \sqrt{P} \text{ или } a = 1,5 \text{ до } 2 \delta. \quad (18)$$

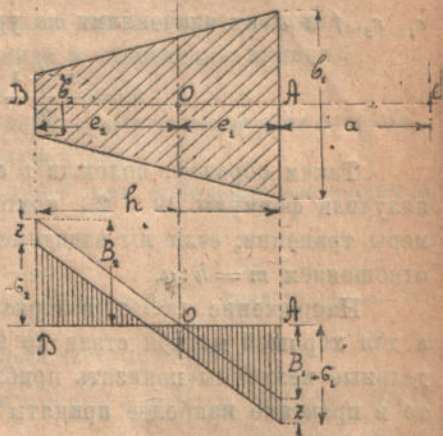
где δ — толщина цепи, соответствующей поднимаемому на крюке грузу P .

Открытие зева a_1 в самом узком месте берется $a_1 \cong 0,6$ до $0,8 a$.

Формы поперечных сечений крюков в кривой их части бывают весьма различны — круг, эллипс, прямоугольник или трапеция с закругленными краями или, наконец, более сложная форма, но всегда почти, если форма крюка круглая, а не овальная, как указано в Атласе на табл. 4 (фиг. 1—2), размеры крюка равны (черт. 88): AB , или $h \cong 2—3 a$, $EF \cong \frac{1}{4} h$, а $H \cong 2—2,5 h$, при чем a вычисляется, как было указано выше. Очертание BDF крюка очерчивается по окружности радиуса $r_1 = a + 0,75 h$, а переход искривленной части крюка к прямой вычерчивается по лекалу таким образом, чтобы получились возможно плавные переходы кривых. Когда все размеры и форма крюка определены, то вертикальное сечение CD поверяют на *срез*, при напряжении $S \geq 4,5 \text{ kg/mm}^2$. Горизонтальное сечение AB крюка рассчитывается, имея в виду, что сила, действующая на крюк по оси стержня его, будет одновременно стремиться *вытянуть и разогнуть* крюк; в сечении AB поэтому будет иметь место *растяжение и изгиб*.

Существует два способа расчета напряжений в сечении AB крюка: по одному пренебрегают кривизной крюка, считают его как бы прямым и соответственно этому предположению применяют для расчета напряжений уравнения изгиба прямых балок, а по второму — кривизна крюка принимается во внимание. Мы рекомендуем сначала задаться сравнительно невысоким допускаемым напряжением материала в сечении AB и определить размеры этого сечения помощью менее надежных, но более простых уравнений изгиба *прямых балок*, по найденным размерам вычертить крюк, а затем уже на основании размеров чертежа *проверить* построенный крюк, пользуясь формулами изгиба *кривых брус*ев.

Пусть мы имеем сечения AB крюка, как показано на черт. 89, пусть площадь этого сечения — f , а момент инерции его относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести сечения, — J , тогда мы будем иметь наибольшие напряжения волокон:



Черт. 89.

растяжение у ребра A сечение AB

$$+ \sigma_1 = B_1 + Z = \frac{P \cdot (a + e_1)}{J} \cdot e_1 + \frac{P}{f} \quad (19, a)$$

сжатие, у ребра B сечения AB

$$- \sigma_2 = B_2 - Z = \frac{P \cdot (a + e_1)}{J} \cdot e_2 - \frac{P}{f} \quad (19, b)$$

Если поперечное сечение AB крюка симметрично относительно вертикальной оси, то $e_1 = e_2$ и тогда σ_2 никогда не будет равно σ_1 , а всегда будет меньше; это означает, что на сжатой стороне материал крюка менее использован, чем на вытянутой, следовательно симметричные формы сечения крюка (*круг, эллипс, прямоугольник*) не выгодны. Если же мы зададимся получить $\sigma_1 = \sigma_2$, что будет соответствовать

требованию наиболее выгодного использования материала, то мы всегда придем к формам *несимметричным*. Таких несимметричных форм можно построить много, но наиболее простой будет *трапеция*, размеры которой мы в нижеследующем и определим.

При условии $\sigma_1 = \sigma_2$ мы на основании ур. 19,а и 19,б получаем:

$$\frac{P \cdot (a + e_1)}{J} \cdot e_1 + \frac{P}{f} = \frac{P \cdot (a + e_1)}{J} \cdot e_2 - \frac{P}{f},$$

откуда находим

$$2J = (a + e_1) \cdot (e_2 - e_1) \cdot f \dots \dots \dots (20),$$

Для трапеции, при принятых на черт. 89 обозначениях, мы имеем из геометрии и механики:

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3}; \quad e_2 = \frac{b_2 + 2b_1}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3}; \\ f &= \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h; \quad J = \frac{b_1^3 + 4b_1 \cdot b_2 + b_2^3}{36(b_1 + b_2)} \cdot h^3 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (21).$$

Подставив значения для e_1 , e_2 , f и J в ур. 20 и, сделав возможные сокращения, мы найдем соотношение

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{h}{a} + 1 = m + 1 \dots \dots \dots (22)$$

которое должно быть соблюдено, чтобы было $\sigma_1 = \sigma_2$.

Внесем это выражение в основное уравнение 19,а и заменим в нем величины, e_1 , e_2 , f и J их значениями из ур. 21, тогда мы найдем окончательно

$$b_1 = \frac{m+1}{m} \cdot \frac{6P}{h\sigma_1} \text{ и } b_2 = \frac{1}{m} \cdot \frac{6P}{h\sigma_1} \dots \dots \dots (23).$$

Таким образом, положив в основу расчета уравнения изгиба прямых балок мы получили формулы 22 и 23, помощью которых мы можем определить искомые размеры трапеции, если мы зададимся допустимым напряжением σ_1 материала крюка и отношением $m = h : a$.

Напряжение $\sigma_1 = \sigma_2$ материала для железных крюков можно брать до $7,5 \text{ kg/mm}^2$, а для хорошей мягкой стали до 9 kg/mm^2 , хотя при первом подсчете лучше эти предельные величины понизить приблизительно на 15—25%. Что касается отношения m , то в практике наиболее приняты величины $m \approx 2$ до 2,5. Назначая то или иное m , необходимо иметь в виду, что по мере уменьшения высоты h трапеции, несоразмерно будут увеличиваться размеры b_1 и b_2 — будут получаться формы некрасивые, невыгодные, в смысле использования материала, и неудобные для наложения на крюк грузовых цепей и канатов. После того как размеры сечения AB получены (при симметричных сечениях расчет ведется только по формуле 19,а, в которую подобно предыдущему, надо внести значение для J , f и e , для данной именно формы сечения) необходимо все острые края закруглить, чтобы канаты и цепи не так сильно сминались и не рвались, вычертить крюк и затем приступить к его проверке, пользуясь теперь уже формулами изгиба кривых брусев.

Вместо назначения размеров h , b_1 и b_2 трапециевидного сечения крюка, на основании ур. 22 и 23, можно выбрать эти размеры руководствуясь размерами исполненных крюков (см. приложение в конце книги) и затем также проверить это сечение по формулам теории изгиба кривых брусев.

Такая проверка необходима потому, что опыты излома крюков показали, что крюки ломаются раньше, чем можно ожидать на основании расчета их помощью ур. 19,а и 19,б. и, кроме того, начинают разрушаться не в том месте, где этого можно ожидать на основании этого подсчета.

Несоответствие результатов подсчета для крюков помощью вышеуказанных уравнений 19,а и 19,б с опытами над крюками было впервые замечено инженером *Bagge*, которому пришлось испытывать на заводе *Mohr und Federhaff* серию крюков *). Им, например, был испытан крюк с размерами $a = 25 \text{ mm}$, $h = 35,5 \text{ mm}$, $b_1 = 29 \text{ mm}$, $b_2 = 8 \text{ mm}$; при испытании крюка пределу упругости материала соответствовала нагрузка в 3000 *kg*, а при 5650 *kg* наступило полное разрушение крюка. При подсчете напряжений по ур. 19,а и 19,б (для прямой балки) получились напряжения в сечении *AB* на внутреннем крае (растяжение) $+ \sigma_1 = 30,4 \text{ kg/mm}^2$,

„ внешнем „ (сжатие) $- \sigma_2 = 33,6 \text{ „}$,

следовательно, разрушение крюка должно было бы начаться с внешней поверхности, при точке *B* (черт. 88 и 89) сечения *AB*, в действительности однако этот крюк разрушился разрывом волокон на внутренней поверхности, при точке *A*.

Другие крюки дали такое же несогласие примененной теории с опытом. Тогда *Bagge* применил к расчету этого крюка теорию кривого бруса Грасгофа и получил напряжения

$$\begin{aligned} \text{растяжение (при точке A)} + \sigma_1 &= 44,3 \text{ kg/mm}^2, \\ \text{сжатие „ „ B} - \sigma_2 &= 25,2 \text{ „} \end{aligned}$$

т.е. в полном соответствии с опытом. Цифра 44,3 *kg/mm}^2*, конечно, преувеличена, т.к. здесь далеко за пределом упругости были применены уравнения, годные лишь в пределах упругости но здесь суть не в абсолютной величине этого напряжения, а во взаимном соотношении между напряжениями сжатия и растяжения в точках *A* и *B* напряжение растяжения значительно выше напряжения сжатия, т.е. формула дает именно то соотношение, которое подтверждается опытом.

Общее уравнение изгиба кривых брусков **), определяющее напряжение материала бруса при изгибе, пишется в виде

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{M}{f \cdot r} + \frac{M}{f \cdot r \cdot k} \cdot \frac{y}{r + y} \dots \dots \dots (24^{***}),$$

в котором

σ — напряжение материала в произвольной точке данного поперечного сечения,
P и *M* — действующие в этом сечении нормальная сила и сгибающий момент,
f — площадь рассматриваемого поперечного сечения,
r — радиус кривизны центрального слоя (проходящего через центр тяжести всех сечений),
y — расстояние рассматриваемого волокна от центральной оси,
k — отвлеченное положительное число, характеризующее при определенном радиусе

*) *Z. d. V. D. Ing.* 1885 г., стр. 11.

**) См. более подробно *Bach—Elasticität und Festigkeit. Kupper.*—Изгиб кривого бруса. Теория и примеры расчетов.

***) Возможны следующие наиболее часто встречающиеся частные случаи:

1) *Случай чистого изгиба кривого бруса парой сил.* $\sigma = \frac{M}{f \cdot r} + \frac{M}{f \cdot r \cdot k} \cdot \frac{y}{r + y}$. Когда брус прямой, то при $y = 0$ и σ обращается в нуль — нейтральный слой там проходит через центр тяжести бруса, — здесь же при $y = 0$, $\sigma = \frac{M}{f \cdot r}$ не равно нулю. В кривом бруске в случае чистого изгиба нейтральный слой не проходит через центр тяжести, а лежит ближе к внутренней вогнутой стороне бруса.

2) *Сила, разгибающая кривой брус, проходит через центр кривизны бруса.*

$$M = -P \cdot r; \sigma = -\frac{M}{f \cdot r \cdot k} \cdot \frac{y}{r + y} = -\frac{P}{f \cdot k} \cdot \frac{y}{r + y} \dots \dots \dots (24,а)$$

Кривая напряжений — гипербола, проходящая через центр тяжести сечения. Асимптотами этой гиперболы будут: прямая, проходящая через центр кривизны кривого бруса для рассматриваемого сечения перпендикулярно к плоскости этого сечения, и прямая, перпендикулярная к первой, отстоящая от центра кривизны на расстояние $x_0 = \frac{P}{f \cdot k}$, в сторону, противоположную действию силы *P*.

В этом одном частном случае изгиба кривого бруса центральная ось бруса вместе с тем является и нейтральной, во всех же остальных случаях изгиба кривого бруса нейтральный слой его не совпадает с центральной осью.

кривизны форму поперечного сечения, которое определяется выражением

$$k = - \frac{1}{f} \int_{-e_1}^{+e_2} \frac{y}{r+y} \cdot df \dots \dots \dots (25)$$

В последних двух уравнениях необходимо иметь в виду следующие правила знаков:

$P \dots +$, если сила растягивает брус и $-$, если, наоборот, она действует сжимающим образом;

$f, r, k \dots$ всегда положительны;

$M \dots +$, если момент действует на брус в смысле уменьшения радиуса кривизны, и $-$, если, наоборот, сгибающий момент стремится разогнуть брус, увеличить его радиус кривизны, как на черт. 88.

$y \dots +$, если берется волокно на внешней выпуклой части бруса, на продолжении радиуса, считая его от центра (длина такого волокна выразится $L = (r+y) \cdot \alpha$); $-$, если, наоборот, берется волокно, расположенное на внутренней вогнутой части бруса (длина такого волокна $L = (r-y) \cdot \alpha$).

При расчетах крюков помощью уравнения 24 часто принимают, что $r = a + e_1$, т.е. предполагают, что центральная ось крюка вблизи сечения AB очерчена по окружности, описанной из центра O_0 (на черт. 88). Применяя в виду этого упрощающего допущения, уравнение 24, а и оообразаясь с вышеуказанными правилами знаков, мы получим напряжения:

растяжения (у ребра A на черт. 88 и 89)

$$\left. \begin{aligned} +\sigma_1 &= \frac{P}{f \cdot k} \cdot \frac{e_1}{a} \dots \dots \dots \\ -\sigma_2 &= \frac{P}{f \cdot k} \cdot \frac{e_2}{a + e_1 + e_2} \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (26)$$

и сжатия (у ребра B)

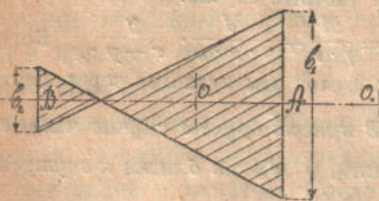
При условии равенства напряжений, т.е. $\sigma_1 = \sigma_2$ мы на основании ур. 26 находим

$$\frac{e_1}{a} = \frac{e_2}{a + e_1 + e_2} = \frac{e_2}{a + h},$$

или исключая при помощи ур. 21 величины e_1 и e_2

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{a + 2h}{a - h} = \frac{1 + 2m}{1 - m} \dots \dots \dots (27)$$

Обыкновенно на практике принимают $m > 1$; при этом $b_1 : b_2$ получается отрицательным, а это означает, что благоприятное сечение должно иметь форму, представленную на черт. 90 (основание b_2 как бы вывернуто относительно основания b_1). Такую форму практически осуществить нельзя и потому возможные формы получаются лишь при соотношениях $h \leq a$. При



Черт. 90.

$h < a$ сечение AB обращается в трапецию, но с очень широкими основаниями при незначительной высоте, сечение очень неудобное для надевания цепи, очень невыгодно утилизирующее материал и потому на практике не выполняемое. Наконец, при $h = a$ мы получаем $b_2 = 0$, другими словами, сечение AB будет треугольник, у которого высота h равна радиусу a .

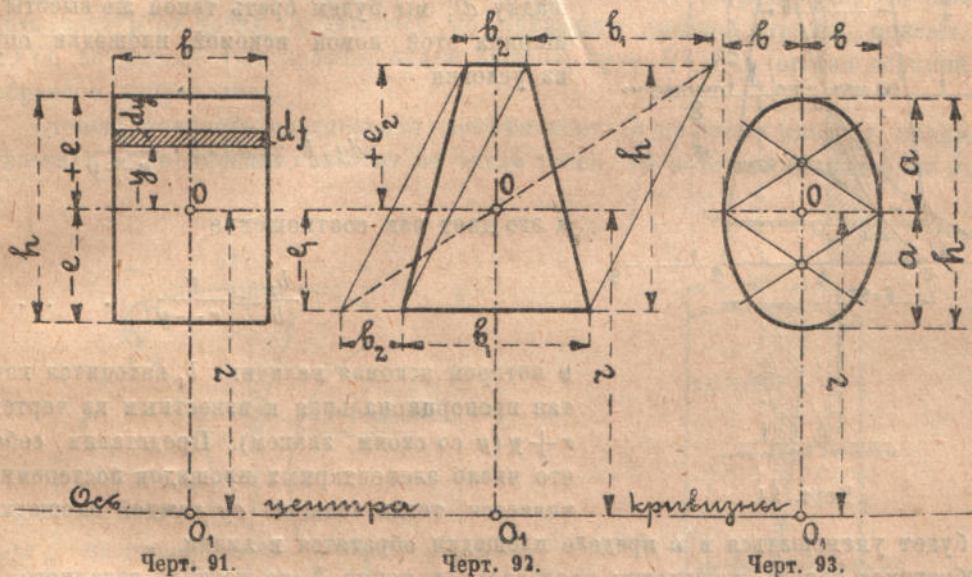
Проверка полученных тем или иным способом размеров крюка в его опасном сечении AB по формулам изгиба кривых брусьев производится помощью ур. 24 и 25, а часто также вместо ур. 24 применяют с известным приближением ур. 24,а.

Когда крюк вычерчен (черт. 88), необходимо прочертить центральную кривую и найти центр кривизны этой кривой в точке O ; на черт. 88 центр кривизны лежит в точке O_1 . Зная r и форму сечения AB , необходимо вычислить коэффициент k , пользуясь формулой 25.

Для раскрытия интеграла в правой части этого уравнения в каждом отдельном частном случае необходимо знать функциональную связь между переменными, входящими под знаком интеграла, при чем, очевидно, эта связь будет зависеть от формы

поперечного сечения бруса. В тех случаях, когда заданное поперечное сечение сложная геометрическая фигура, иногда является возможным несколько его видоизменить и таким образом подогнать без особых погрешностей под более простую фигуру, для которой интегрирование не так затруднительно и вообще возможно *). Если же сделать этого нельзя или это почему-нибудь нежелательно, то нужно произвести приближенное суммирование, разбивая данную площадь поперечного сечения на ряд узеньких полосок и вычисляя для каждой такой полоски выражения $\Delta f \cdot \frac{y}{r+y}$, считая каждый раз величину y со своим знаком. Вычисленная таким образом величина коэффициента k будет тем ближе к его истинному значению, выражаемому уравнением 25, чем на большее число элементарных полосок было разбито заданное сечение.

*) Для упрощения расчетов, приводим формулы для подсчета k для некоторых наиболее простых геометрических фигур.



1) Прямоугольник (черт. 91), при чем $e:r=u$,

$$k = -1 + \frac{1}{3} \cdot u \cdot \ln \frac{1+u}{1-u} \dots \dots \dots (28);$$

(напоминаем, что $\ln u = 2,3026 \cdot \log_{10} u$)

Если $u < 1$, то можно написать

$$k = \frac{1}{3} \cdot u^2 + \frac{1}{5} \cdot u^4 + \frac{1}{7} \cdot u^6 + \dots \dots \dots (28, a).$$

2) Трапеция (черт. 92), для которой $b_1:b_2=u$,

$$k = -1 + \frac{2}{n+1} \cdot \frac{r}{h} \left\{ \left[1 + (n-1) \cdot \frac{r+e_2}{h} \right] \cdot \ln \frac{r+e_2}{r-e_1} - (n-1) \right\} \dots \dots \dots (29);$$

в частном случае, если $n=3$, то при $\frac{r}{h} = 0,75 \quad 1 \quad 1,25 \quad 1,67 \quad 2$
 $k = 0,167 \quad 0,080 \quad 0,045 \quad 0,027 \quad 0,015$

3) Треугольник (частный случай трапеции, $b_2=0$),

$$k = -1 + 2 \cdot \frac{r}{h} \cdot \left\{ \left[\frac{2}{3} + \frac{r}{h} \right] \cdot \ln \frac{3r+2h}{3r-h} - 1 \right\} \dots \dots \dots (30).$$

4) Круг радиуса R , или эллипс (черт. 93), полуось a которого лежит в плоскости изгиба. Назовем отношение $R:r=u$, а также $a:r=u$, тогда

$$k = \frac{1}{4} \cdot u^2 + \frac{1}{8} \cdot u^4 + \frac{5}{64} \cdot u^6 + \dots \dots \dots (31).$$

Возможно однако значительно упростить задачу вычисления k , если применить графическое построение, предложенное проф. *Tolle* (см. *Z. d. V. D. J.*, 1903 год, стр. 884).

Представим для этого ур. 25 в несколько ином виде

$$k \cdot f = - \int_{-e_1}^{+e_2} df \cdot \frac{y}{r+y} = - \int_{-e_1}^{+e_2} df_1 \dots \dots \dots (32)$$

тогда элементарная площадка df_1 может быть рассматриваема как полученная из первоначальной площадки df множением ее на коэф-

фициент $y:(r+y)$, соответствующий каждому положению площадки df .

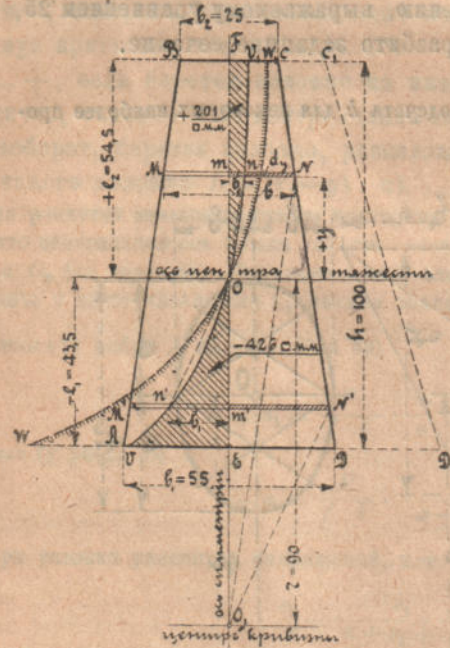
Возьмем сечение бруса в виде трапеции $ABCD$ (черт. 94) и возьмем на ней площадку $MN = df$, равную по чертежу $dy \cdot b$; обусловим наперед, что площадку df_1 мы будем брать такой же высоты dy , тогда ширина этой новой искомой площадки определится из условия

$$dy \cdot b_1 = dy \cdot b \cdot \frac{y}{r+y},$$

а это дает нам соотношение

$$\frac{b_1}{b} = \frac{y}{r+y} \dots \dots \dots (33)$$

в котором искомая величина b_1 находится как четвертая пропорциональная к известным из чертежа b , y и $r+y$ (y со своим знаком). Представим себе теперь, что число элементарных площадок постепенно увеличивается, тогда толщина dy каждой площадки посте-



Черт. 94.

пенно будет уменьшаться и в пределе площадки обратятся в линии.

Обратимся теперь к чертежу: произвольную точку N на контуре заданного поперечного сечения соединяем с центром кривизны O_1 , а из центра тяжести O проводим прямую On , параллельную линии O_1N , до пересечения ее с горизонталью MN в точке n : отрезок mn представит собою *половину* *) искомой длины b_1 . Ясно при этом построении, что совершенно безразлично, будем ли мы брать в ур. 32 и 33 действительные размеры отрезков b и b_1 , а следовательно и площадей f и f_1 , или же мы все эти размеры разделим на 2. Для чертежа удобнее брать только одну половину нашей площади $ABCD$, но при желании можно брать и полную площадь, нужно только будет ее тогда преобразовать так, чтобы левая сторона ее ограничилась прямой EF (трапеция примет вид EFC_1D_1); такое преобразование значительно облегчит все построение, ибо искомая площадь $\int df_1$ тогда получится примыкающей к этой прямой **).

На чертеже 94, для половинной площади трапеции $ABCD$ получается кривая VOV_1 ; заштрихованная площадь выше центральной оси (или вправо от OO_1) пред-

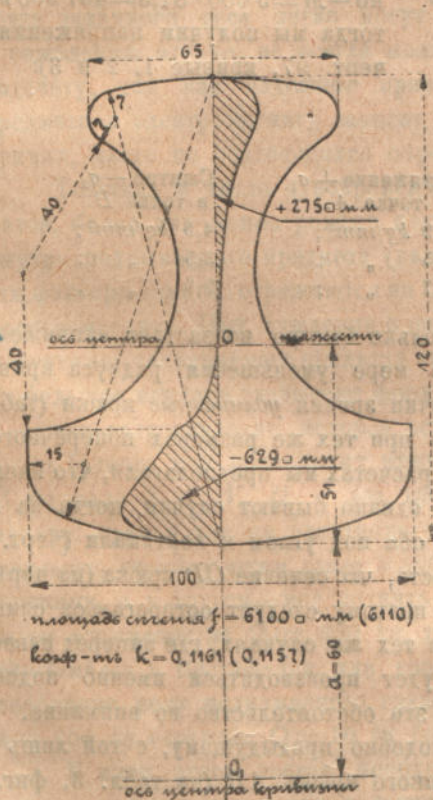
*) На чертеже 94 условно поставлен размер b_1 вместо $\frac{1}{2} b_1$, так как масштаб чертежа очень мал.

**) Иногда, когда сечение очень высоко и узко, отрезки $\frac{1}{2} b_1 = mn$ получаются слишком короткими и тогда может оказаться необходимым брать полные ширины отрезков b и b_1 , чтобы иметь дело с более длинными отрезками, тем самым уменьшить неточность чертежа и получить более точный результат.

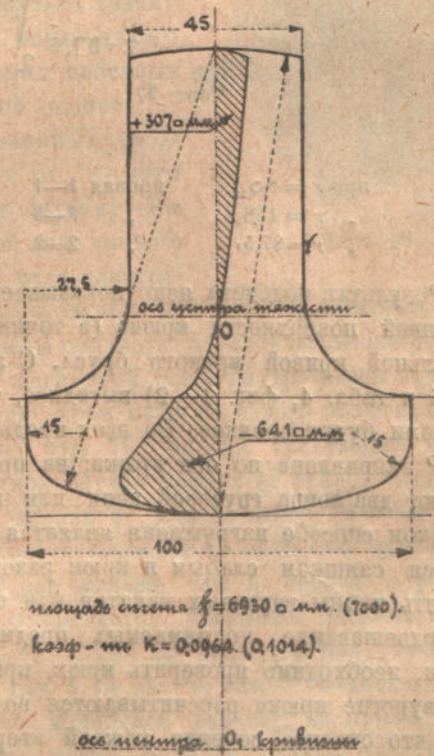
ставляет собою положительную площадку, а заштрихованная площадь ниже центральной оси (или влево от OO_1) — отрицательную. Так как в уравнении 32 надо брать полную сумму, распространенную на все заданное поперечное сечение, то надо взять разность этих двух площадок; на чертеже 94, принимая во внимание масштаб чертежа, $\frac{1}{2} \cdot f \cdot k = 426 - 201 = 225 \text{ мм}^2$, а так как полная площадь трапеции $ABCD$ равна $\frac{1}{2} \cdot 100 \cdot (55 + 25) = 4000 \text{ мм}^2$, то $k = 225 : 4000 = 0,1125$. Если бы мы подобное построение сделали не для половинной трапеции $EFCD$, а для полной, но преобразованной EFC_1D_1 , то вместо кривой VOV_1 получилась бы кривая WOW_1 , и тогда уже надо было бы делить полученную обмером площадь, ограниченную этой кривой, не на 2000, а на 4000, т.е. на площадь полной трапеции.

Вычисление площадей значительно облегчается, если имеется планиметр, а если при этом обводить карандаш планиметра по двум контурам положительной и отрицательной площадки в обратных направлениях, то сам инструмент произведет необходимое нам вычисление площадок и отсчет на шкале прямо даст искомую площадь f_1 (конечно, в масштабе планиметра). Мы можем для нашего, например, случая начать обводить контур от точки O , двигаясь по движению часовой стрелки, описать контур $OEVO$, но дальше уже должны будем идти по пути OV_1FO , огибая верхний контур в обратном направлении.

Степень точности определения коэффициента k по этому способу, помимо аккуратности в вычерчивании, зависит от числа точек, по которым должен быть вычерчен



Черт. 95.



Черт. 96.

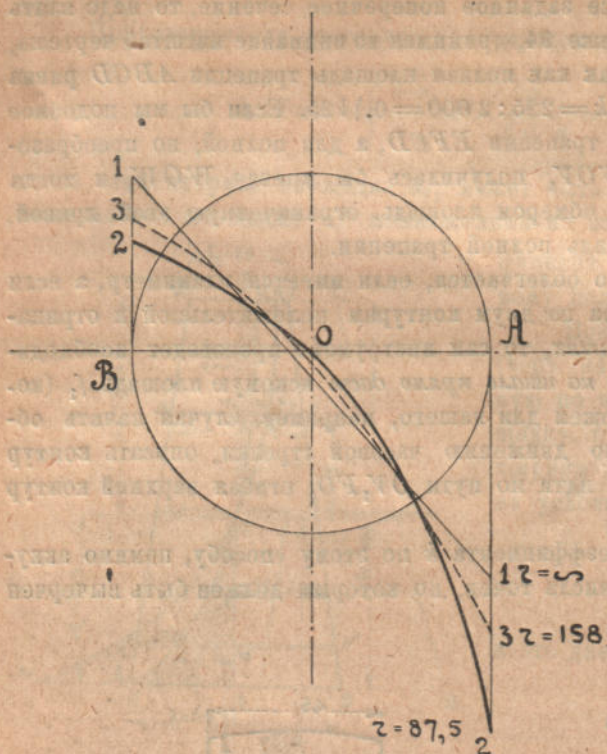
контур $EVOV_1F$; если кривая простой формы, то таких точек можно брать меньше, если же кривая очень сложная со многими перегибами, то число точек, особенно в перегибах, надо увеличить.

На черт. 95 и 96 представлены профили с вогнутыми боковыми поверхностями, предложенные инженером Griffel (см. Dingl. Pol. Journal, 1904, том 319, тетр. 9—12)

для крюков; на чертежах указаны относительные размеры сечений для нагрузки в 10 000 *kg*, вычерчены кривые, необходимые для подсчета *k* по способу Толле, и даны

те числовые значения, которые нами были получены. Для сравнения в скобках даны также еще те числовые значения величин *f* и *k*, которые даются для этих сечений автором вышеуказанной статьи; разница во всех случаях не особенно значительна.

По мере увеличения радиуса кривизны кривого бруса кривая напряжений (*гипербола*) все более будет вытягиваться и наконец при $r = \infty$ обратится в прямую. Примем для крюка на черт. 88 размеры $a = 40 \text{ mm}$, $R = 47,5 \text{ mm}$, $a + R = 87,5 \text{ mm}$ и подсчитаем для сечения *AB* напряжения в точках *A* и *B*, при нагрузке $P = 5\,000 \text{ kg}$ (следовательно $M = 5\,000 \cdot 87,5 = 437\,500 \text{ kgmm}$ тогда мы получим напряжения (см. черт. 97, кривые 1, 2 и 3):



Черт. 97.

		Растяжение $+\sigma_1$ в точке <i>A</i> .	Сжатие $-\sigma_2$ в точке <i>B</i> .
при $r = \infty$,	кривая 1—1	5,9 <i>kg/mm</i> ² ;	4,5 <i>kg/mm</i> ² ;
" $r = 158$,	" 3—3	7,5 " ;	3,5 " ;
" $r = 87,5$,	" 2—2	9,7 " ;	2,9 " ;

Результат подсчета ясно показывает, насколько быстро возрастает напряжение у внутренней поверхности крюка (в точке *A*) по мере уменьшения радиуса кривизны центральной кривой кривого бруса. С этой точки зрения *удлиненные* крюки (табл. 3, 15—16 и табл. 4, фиг. 1—2) выгоднее, так как при тех же размерах поперечного сечения они будут прочнее. Во всех предыдущих расчетах мы предполагали, что внешняя сила *P* направлена по оси крюка; на практике однако бывают случаи, когда на крюк надевают два конца грузовой цепи или каната, оба под углом к вертикали (черт. 27). При таком способе нагружения является опасность, что сечение *CD* крюка (на черт. 88) окажется слишком слабым и крюк разогнется, поэтому следует остерегаться слишком разводить концы грузовых канатов или цепей; в тех же случаях, где наперед известно, что подвешивание поднимаемых предметов будет производиться именно подобным образом, необходимо проверить крюк, принимая это обстоятельство во внимание.

Двурогие крюки рассчитываются во всем подобно предыдущему, с той лишь разницей, что опасное сечение каждой стороны такого крюка *AB* (на табл. 3, фиг. 13) будет не горизонтально, а наклонно. В двурогом крюке также необходимо принять во внимание как будет направлена сила *P*, разгибающая каждую сторону этого крюка; большею частью для двурогих крюков считают, что силы *P* направлены под углом около 25—40° к вертикали.

13. Электромагниты (*Hebemagnet*, *Hubmagnet*, *Kranlastmagnet*; *Aimant à levage*; *Lifting magnet*) применяются для быстрого захватывания железных болванок, листов, рельсов, балок, труб, ядер, различных отливок—вообще таких предметов (притягиваемых магнитом), которые иными средствами захватить трудно или не так удобно. Так как

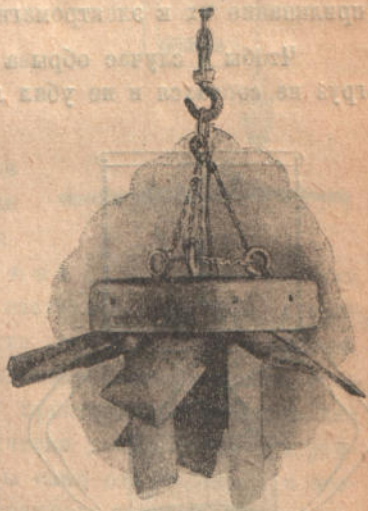
электромагнит прямо сверху ложится на поднимаемый предмет и нет необходимости его обвязывать, то, кроме выигрыша во времени, в то же время получается еще большая экономия в месте, так как захватываемые электромагнитом предметы—рельсы, балки, листы—могут лежать в общем штабеле вплотную одни около и на других без каких-либо промежутков между ними. Первые электромагниты, под'емною силою до 5 *tn*, были применены в 1889 году на заводах *Otis Steel Works* в С. Америке для транспорта чугунных чушек*); в 1890 году в Вульвичском арсенале в Англии помощью электромагнитов переносили краном ядра (по 2 ядра сразу) и небольшие пушки, но более широкое применение для переноса самых разнообразных предметов электромагниты получили лишь с начала нынешнего столетия.

Электромагниты, *круглой или продолговатой формы*, обыкновенно подвешиваются к крюку грузопод'емной машины (черт. 98) и помощью двойной системы проводов соединяются с генератором электрического тока. Двойная проводка делается почти всегда и имеет целью надежнее соединить электромагнит с генератором, так как при случайном перерыве одной линии будет работать другая и груз не оборвется.

Устройство подобного электромагнита, представляющего один сплошной массив, с пустотами для помещения в них катушек, очень просто и с достаточною ясностью представлено на табл. 4, фиг. 23—25. Масса металла электромагнита и конструкция катушек для под'ема груза заданного веса легко могут быть подсчитаны**); к сожалению однако, не всегда можно доверяться такому подсчету, так как надежное прилипание поднимаемого предмета к электромагниту зависит от многих побочных причин, часто не поддающихся определенной оценке.

Толщина и число одновременно поднимаемых предметов, более или менее ровные поверхности их, пустоты внутри поднимаемого предмета (например, в трубах)—все эти факторы заметно отражаются на под'емной силе данного электромагнита. При суждении о под'емной силе электромагнита вес поднимаемого предмета имеет сравнительно второстепенное значение; значительное большее влияние оказывают форма и размеры предмета, обуславливающие большее или меньшее сопротивление, которое встречает магнитный поток внутри массы поднимаемого груза (одного или нескольких предметов) на своем пути от одного полюса до другого. В журнале *Z. d. V. D. J.* (за 1908 г., на стр. 76) описан следующий интересный пример: один и тот же электромагнит в одном случае поднял (с земли) одну массивную стальную отливку весом около 2500 *kg* с неровной поверхностью, частью покрытую шлаками, а в другом—мог поднять с товарной платформы несколько чугунных чушек весом все вместе не более 350 *kg*, т.-е. в 7 раз меньше, чем в первом случае. Завод *Stuckenholz* в Вестафалии для своих электромагнитов указывает под'емную силу их сообразно роду поднимаемого груза, напр.: $Q = 1200$ *kg* болванок или 1000 *kg* свинок или 800 *kg* стружек; $Q = 10$ *tn* болванок или 5 *tn* листов или 3 *tn* рельс.

В виду этого всегда необходимо, не доверяясь расчету, на опыте проверить, сколько именно и в каких условиях работы может поднять данный электромагнит, и затем уже во время работы нагружать его при тех же условиях не более как наполовину этих предельных нагрузок, чтобы для электромагнита в работе всегда иметь



Черт. 98.

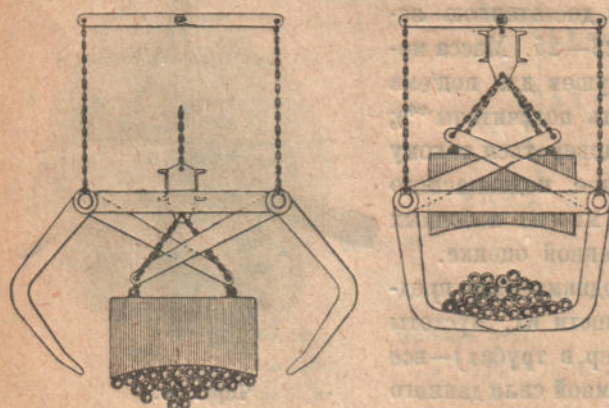
*) Приблизительно в то же время мысль о применении электромагнитов для непосредственного поднимания железных предметов в товарищеской беседе была высказана проф. Моск. Высш. Техн. Училища А. И. Сидоровым, бывшим в то время еще студентом этого училища.

**) *Угрюмов и Генсаль*. Основы техники сильных токов. Том I.

коэфф.—т надежности не менее 2. Такой большой запас подъемной силы электромагнита в работе необходим для того, чтобы быть уверенным, что магнит не перегружен и при случайном толчке крана не уронит часть поднятых предметов, или даже весь груз, если он в одном куске.

Так как для надежного схватывания поднимаемых предметов весьма важно, чтобы поверхность последних плотно прикасалась к поверхности электромагнита, то последнее время стали строить электромагниты со многими полюсами в виде отдельных стержней, которые таким образом вставлены в массив электр магнита, что свободно в нем могут перемещаться в вертикальном направлении. Если электромагнит опустить на предмет с неровной поверхностью, например, на лежащий на боку рельс, то при замыкании тока часть полюсов—против головки и подошвы рельса—останутся на месте, а другие, приходящиеся против ножки рельса, из электромагнита выдвинутся и опустятся ниже, пока тоже не коснутся рельса. То же явление будет происходить, если электромагнит должен схватить несколько предметов, из которых одни лежат выше, другие—несколько ниже, прилипание их к электромагниту при этом будет значительно сильнее.

Чтобы в случае обрыва тока или при каком-нибудь случайном толчке поднятый груз не сорвался и не убил людей, находящихся под краном, электромагнит часто снабжают особыми ловителями—приспособлениями в виде рычагов, крючков и проч., которые должны принять на себя груз, отставший по какой-либо причине от электромагнита. На черт. 99



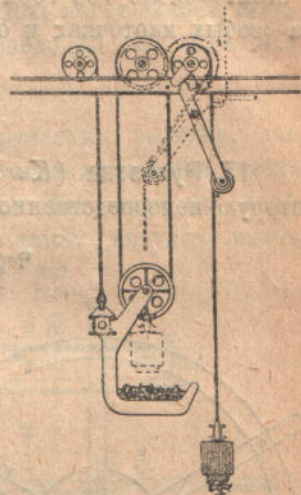
Черт. 99.

представлена схема подобного приспособления завода *Stuckenholtz*'а в применении его для подема железных труб: к крану подвешены электромагнит и связанное с ним, показанное на чертеже, рычажное приспособление. Когда электромагнит должен захватить груз, его опускают вниз; клещи в это время раскрываются и свободно его пропускают. Затем, когда ток замкнули и груз схвачен, электромагнит поднимают вверх, и тогда клещи замыкаются, как видно на том же чертеже справа. Крановодатому благодаря этому приспособлению дается еще возможность не держать электромагнит все время под током, а прервать ток и этим сбросить поднятые предметы на ловитель; роль магнита будет только захватить груз и поднять его с места, а затем опять его сгрузить, все же остальное время груз лежит в клещах и ток не расходуется. На чертеже 100 представлено дальнейшее развитие той же идеи также завода *Stuckenholtz*'а—использовать электромагнит только для подема груза: на тележке крана имеется электромагнит небольшой подъемной силы, который в несколько приемов, забирая каждый раз лишь небольшую порцию груза (в данном случае угловое железо), нагружает специально для этого предназначенную, подвешенную к той же тележке крана, дугу, рассчитанную на большую подъемную силу. При таком способе работы получается еще та выгода, что электромагнит выходит легче и может питаться током меньшей силы, но зато происходит известная потеря во времени.

В настоящее время есть электромагниты, поднимающие до 14 tn, но наиболее ходовые номера построены на подъемную силу около 3—3,5 tn. Тонкие листы, сильно отгибавшиеся из горизонтальной плоскости, а также длинные предметы (рельсы рубы, сортовое железо) рекомендуется поднимать одновременно за 2 конца посредством,

двух отдельных магнитов. Большею частью фирмы в своих каталогах указывают под'емную силу электромагнита при под'еме массивных стальных плит не тоньше определенного размера; при под'еме чугунных предметов под'емная сила электромагнита уменьшается приблизительно на 10—20%. Магниты с подвижными полюсами тяжелее и расходуют больше электрической энергии, чем такие, в которых полюсы неподвижны. Для сравнения мы здесь приводим данные из каталога завода *A. E. G.* для электромагнитов 3-х типов: 1) круглого, массивного, с неподвижными полюсами, 2) прямоугольного с подвижными полюсами, при чем полюсы могут выдвигаться только до 25 *mm* и 3) такого же, но в котором полюсы могут выдвигаться больше чем на 25 *mm*.

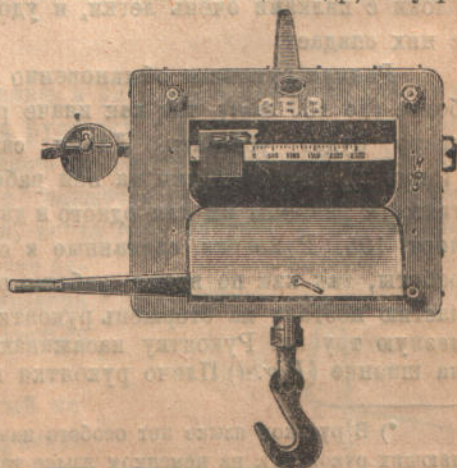
Тип электромагнита	1	2	3
Под'емная сила электромагнита	2 000	1 500	1 500 <i>kg</i> ;
Вес электромагнита	425	600	2 700 <i>kg</i> ;
Расход энергии (в киловаттах)	1	1,5	4,5 <i>kw</i> ;
Цена (в германск. марках)	1 200	1 500	6 600 <i>м</i> .



Черт. 100.

14. Весы для взвешивания поднимаемых грузов (*Kranwaage; Balance; Balance Scale*). Нередко в практике ставится требование—не только поднимать и транспортировать известные предметы, но в то же время их **взвешивать**. Приспособления для взвешивания груза строятся очень различно. Можно заставить весь кран, с поднятым грузом, в'езжать на особые весы. Можно вместо этого на самом кране, внутри конструкции его, установить весы, и тогда при проходе тележки крана через платформу этих весов каждый раз автоматически будет производиться взвешивание поднятого груза (вместе с тележкой). Подобное автоматически действующее устройство имеется на кране, представленном на табл. 51,—весы сами отчитывают на особой ленте или также и на карточках как вес угля, захваченного каждый раз ковшем, так и число этих заполнений ковша за известный промежуток времени; для контроля, сверх того, вес содержимого ковша при каждом взвешивании указывается стрелкою на большом циферблате, поставленном на кране на видном месте.

Оба вышеуказанные способа взвешивания груза очень сложны и дороги; проще и много дешевле можно произвести взвешивание поднимаемых грузов, если к крюку машины подвесить весы, к которым и привешивать все грузы так же, как их до того подвешивали к крюку крана. Крановые весы обыкновенно строятся трех типов—по принципу *пружинного динамометра*, по принципу *рычажных (десятичных, сотенных) весов* или же *гидравлические*. В последнем случае имеется стальной цилиндр, внутри которого ходит поршень и налита какая-либо жидкость (масло, глицерин); шток поршня проходит вниз и на конце несет крюк. Когда к этому крюку привесить груз, то поршень нажимает на находящуюся под ним жидкость; развиваемое при этом в жидкости давление по особой трубке передается в коробку манометра, шкала которого должна быть градуирована соответствующим образом. Пружинные и гидравлические весы менее точны, поэтому чаще употребляются весы рычажные (черт. 101). Рычажные весы в видах лучшего сохранения имеющих в механизме их стальных каленых призм, строятся с особым механизмом, позволяющим по желанию разгружать эти призмы и нагружать их только



Черт. 101.

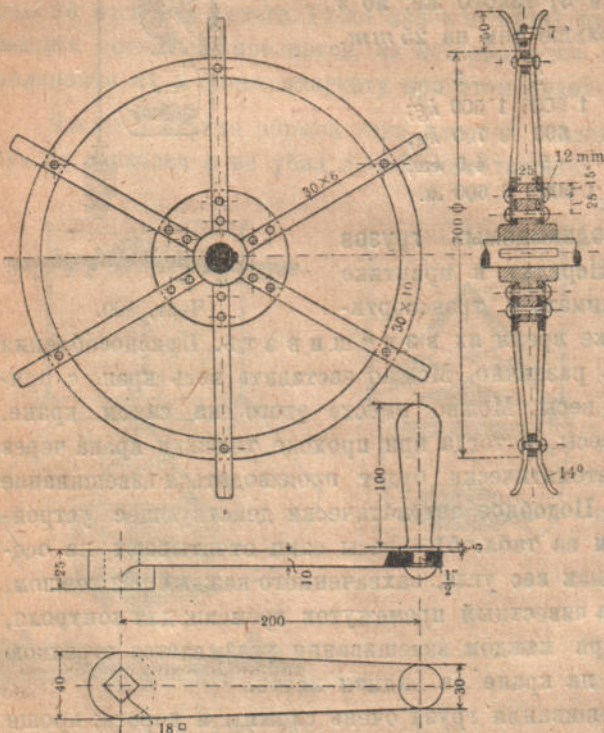
на время производства взвешивания. Рычажные весы строятся подъемной силой до 50 *tn* и сравнительно не дороги, так, например, на груз в 10 *tn* весы весят 375 *kg* и стоят около 700 герм. мар. с приспособлением для печатания веса поднятого груза на особых карточках и около 600 герм. мар. без такого печатающего приспособления.

Г. Рукоятки.

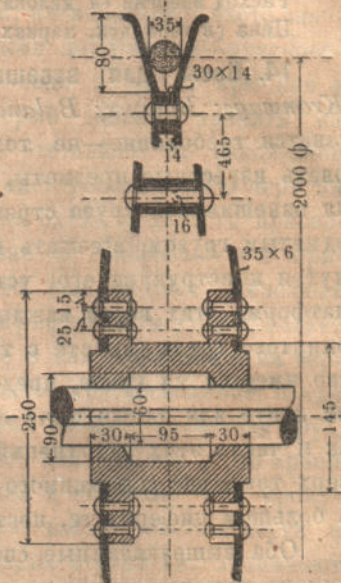
15. Рукоятка (*Kurbel, Handkurbel; Manivelle; Winch-handle*) есть та деталь, на которую непосредственно действует усилие рабочего и помощью которой это усилие

передается приемному валу грузо-подъемной машины. Если рабочий находится рядом с машиной, то рукоятка строится как показано на черт. 104 и 105; если же машина находится на значительной высоте от пола над

Черт. 102.



Черт. 104.



Черт. 103.

рабочим, то роль рукоятки выполняет рабочий канатный или цепной блок *), передающий работу (см. статью 8), но часто в этом случае, вместо нормального блока с ободом строят блоки с вилками, как представлено на черт. 102 и 103. Такие блоки с вилками очень легки, и удобны еще тем, что канат или цепь не так легко с них спадает.

Радиус рукоятки обыкновенно назначают в пределах от 200 до 400 *mm*, редко более (до 450 *mm*), так как иначе рабочему будет неудобно на ней работать, и он скоро будет уставать. Длину самой ручки делают, соображаясь с числом людей (1 или 2), одновременно на ней работающих. Ходовые типы конструкций рукояток, а также и размеры их для одного и двух рабочих указаны на табл. 2, фиг. 18—23 и на черт. 105. Рукоятки, сделанные в одно целое (Fig. d на черт. 105) неудобны для работы, так как во время работы ручка вращается в руках рабочего; большую часть поэтому на стержень рукоятки свободно надевают деревянную или газовую железную трубку. Рукоятку насаживают на вал на квадрате (Fig. a) или также иногда на шпонке (Fig. d). Плечо рукоятки в корне утулки рассчитывается по сложному на-

*) В русском языке нет особого названия для блоков, принимающих усилие рабочего (замещающих рукоятку); на немецком языке такие блоки имеют название—*Haspelrad*; на французск.—*Poulie à chaîne pendante*; на англ.—*Hand chain wheel*.

пряжению на изгиб и кручение, а стержень ручки—на изгиб. При этом рукоятку надо построить достаточно прочной не только на ту силу, с которой рабочие нормально будут на нее нажимать, но еще и на случайное действие посторонних сил; в данном случае надо иметь в виду, что рабочие в перерывы между работой могут вдвоем сесть на ручку рукоятки—вес одного человека обычно принимают около 75 *kg.* (т. е. 4,5 пудов).

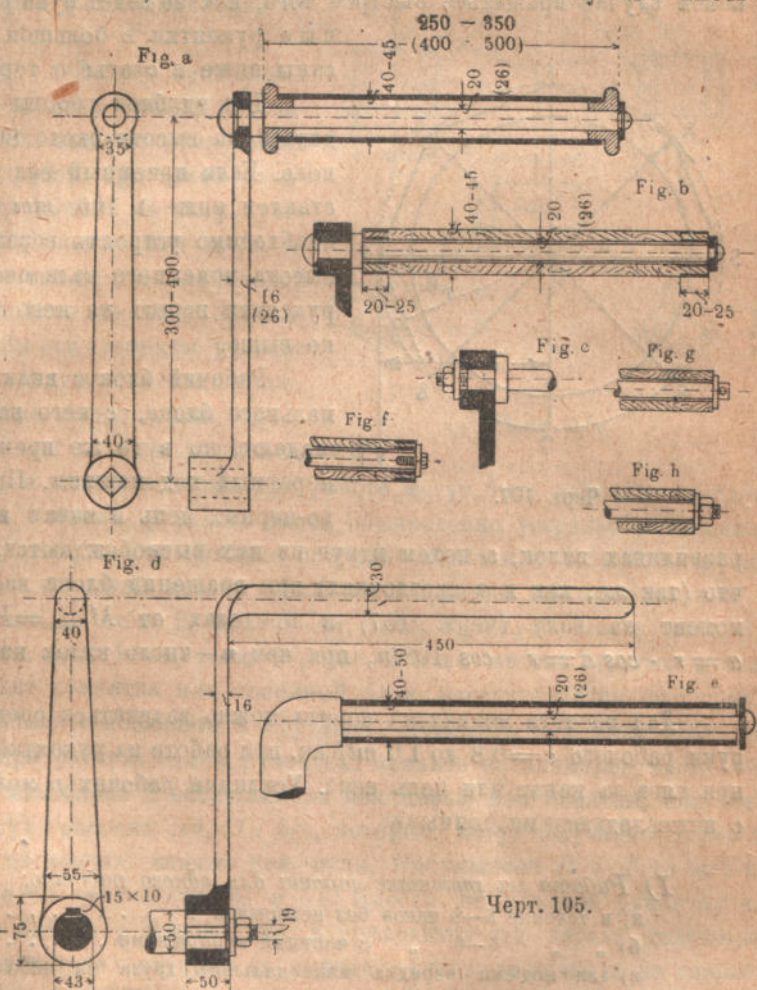
При под'еме груза значительного веса большая длина рукоятки выгодна, для под'ема же на той же машине небольших грузов или пустого крюка длинное плечо не нужно,—наоборот, оно даже вредно отзывается на деле, ибо благодаря ему под'ем будет совершаться очень медленно; было бы желательно в таких случаях иметь

рукоятку более короткую, тогда при той же окружной скорости (руки рабочего) число оборотов рукоятки было бы больше и легкий груз поднимался бы быстрее. На табл. 2, фиг. 9—10 представлена рукоятка, у которой плечо по желанию может быть сделано 400 *mm* для под'ема большого груза с малой скоростью, или 200 *mm* для под'ема меньших грузов с вдвое большей скоростью. На той же таблице представлены

еще две подобные рукоятки, но более удобные, так как в них длину плеча рукоятки можно устанавливать произвольно в очень широких пределах: на фиг. 16—17 положение ручки на рукоятке фиксируется просто защемлением ее на квадрате, на фиг. 13—15—зажимным винтом: благодаря такому устройству рукояток каждому рабочему дается

возможность установить рукоятку по своему желанию и работать в наиболее удобных для него условиях. На фиг. 11 таб. 2 представлена рукоятка, у которой ручка сделана откидной, с целью получить рукоятку менее опасною для рабочего; но можно сильно сомневаться, что такое усложнение конструкции окажется полезным, ибо очень вероятно, что в момент действительной опасности, когда груз упущен и быстро падает, ручка окажется неоткинутаю в свое нерабочее положение (пунктиром на чертеже), и тогда, благодаря своему большому весу, эта рукоятка может оказаться даже еще опаснее простой.

При быстром опускании груза весь под'емный механизм приходит в быстрое вращение (также в обратную сторону) и в этих случаях рукоятка легко может быть



Черт. 105.



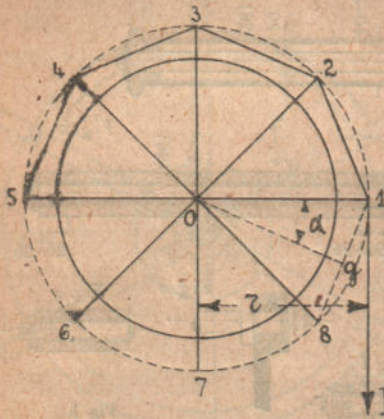
Черт. 106.

причиной несчастий с людьми, находящимися вблизи машины: 1) рабочий легко может попасть в сферу действия быстро вращающейся (до 300 и более оборотов в минуту) рукоятки рукой, 2) от развивающейся довольно значительной центробежной силы конец вала прогибается, и тогда рукоятка (см. черт. 106) вся целиком легко может быть с него сброшена, 3) от действия той же центробежной силы может не выдержать сама рукоятка, сломаться и разлететься на части.

В виду этого стараются устроить механизм ворота таким образом, чтобы рукоятка или вовсе не принимала участия в обратном вращении механизма и в течение всего периода опускания груза оставалась неподвижною, или же не могла бы ни в каком случае вращаться быстрее того, как ее ведет рука рабочего. Такие безопасные рукоятки в большом употреблении и будут описаны ниже в статье о тормозах.

Для удобной работы вал рукоятки должен находиться на высоте около 800 до 1 100 *mm* от уровня пола. Если приемный вал ворота не может быть поставлен ниже 1 100 *mm* от полу то для рабочих необходимо устроить возвышенную площадку, а если высота приемного вала очень значительна, то вместо рукоятки надеть на него блок, как это было указано выше.

Рабочий блок с вилками значительно легче нормального блока, с него канат и цепь не так легко спадают, но в то же время благодаря ему получается неровный ход машины. Происходит это от того, что во-первых цепь и канат иногда плотно завязают в



Черт. 107.

развилках вилок, а потом вдруг из них высвобождаются, а затем еще и потому, что (так же, как и в звездочках) при вращении блока все время меняется крутящий момент на валу (черт. 107) в пределах от $M_{t \max} = P \cdot r$ до $M_{t \min} = P \cdot a$, где $a = r \cdot \cos \alpha = r \cdot \cos 108/n$, при чем n — число вилок на блоке.

Для расчета механизма ворота можно задаваться средними скоростями движения руки рабочего $c = 0,8$ до $1,0$ *mt/сек.* при работе на рукоятке, или $c = 0,6 — 0,75$ *mt/сек.* при тяге за канат или цепь вниз. Усилиями рабочих p можно задаваться, соображаясь с нижеследующими данными:

I) Работа на рукоятке ворота для одного рабочего;

- а) в течение 6—8 часов без перерывов $p = 8 — 10$ *kg*;
- б) " " 6—8 " с частыми перерывами $p = 12 — 16$ *kg*;
- в) для под'ема изредка максимального груза на небольшую высоту $p =$ до 27 *kg*;
- г) в исключительных случаях, короткими моментами $p =$ до 50 *kg*.

При совместной работе нескольких рабочих на 1 или 2 рукоятках действия их трудно точно согласовать, а потому смотря по числу рабочих надо считать приблизительно на 50% до 75% меньшую силу.

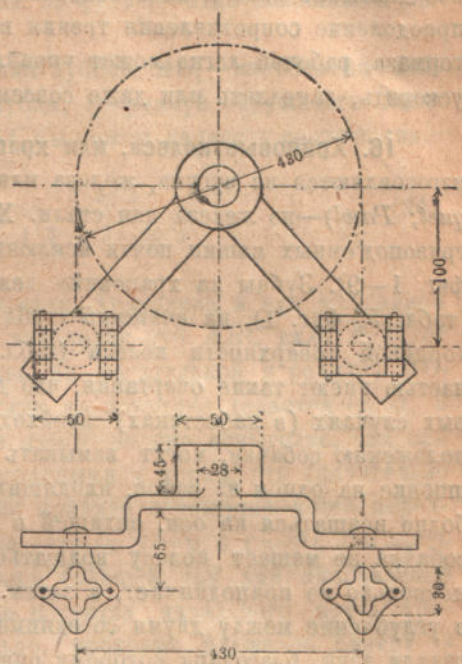
II) Тяга за канат или цепь вниз для одного рабочего;

- а) при спокойной работе в течение 6—8 часов без перерывов $p = 12$ *kg*;
- б) тоже, в течение 6—8 часов с частыми перерывами $p = 16 — 18$ *kg*;
- в) в короткие промежутки времени продолжительностью до 2 минут $p =$ до 30 *kg*;
- г) в совсем краткие промежутки времени $p =$ до 40 *kg* и более,
- д) при быстрой работе, на большую высоту $p =$ не более 8—10 *kg*.

При тяге за один канат вниз более трех человек работать не могут, так как они сильно один другому мешают. При совместной работе 2 и 3 рабочих для случаев а) и б) второго и третьего рабочего в виду этого можно вводить в расчет, считая, что они тянут с силой, равной лишь половине силы тяги первого рабочего; таким образом при случае а) 1 рабочий тянет с силой $p = 12 \text{ kg}$, два рабочих — $P = 12 + 6 = 18 \text{ kg}$ и три рабочих — $P = 12 + 6 + 6 = 24 \text{ kg}$. Если только позволяют местные условия, то выгоднее поставить 2 рабочих блока на одном валу в некотором расстоянии один от другого.

Если для совместного действия нескольких рабочих на одном валу на двух концах его насажено по рукоятке, то их следует располагать под углом в 90° одна к другой; при таком положении рукояток крутящий момент на валу будет наиболее постоянен. Длину каната или цепи, за которые тянут рабочие, рекомендуется делать такой длины, чтобы они не доходили до полу приблизительно на 300 mm ; чтобы эти элементы удобнее было держать в руке не следует брать их слишком тонкими, — обыкновенно берут канат диам. от 25 до 35 mm , а цепь — из железа толщиной от 6 — 8 mm . Чтобы цепь и канат, которые при работе могут быть рабочим отведены в сторону, не сваливались с блока, у самого блока обыкновенно устраивают специальные направляющие или глазки, сквозь которые проходят канат или цепь. Конструкции направлений для канатов и цепей весьма различны; примеры их представлены на черт. 108, а затем в Атласе на табл. 2, фиг. 3—4а; табл. 8, направо внизу; табл. 8 а, деталь под № 20; табл. 42, фиг. 1—4, табл. 47, фиг. 2 и во многих других местах.

Вал, на котором сидит рукоятка или приемный блок, рассчитывается по формуле 13 на одновременное действие сгибающего и крутящего моментов; при этом здесь необходимо так же как, и при расчете самой рукоятки, принять во внимание кроме собственного веса рукоятки или блока с висящими на нем цепью или канатом, еще случайную нагрузку — вес двух рабочих ($2 \times 75 \text{ kg}$), которые могут случайно сесть на рукоятку или повиснуть на концах каната или цепи. Напряжение B и T те же, которые указаны в статье о блоках на стр. 61 и 62. Иногда не удается рукоятку или приемный блок поставить близко у подшипника, а приходится эти детали далеко выносить наружу. Чтобы вал в таких случаях не выходил очень толстым и не слишком прогибался, рекомендуется или удлинить опору (табл. 41, фиг. 4) или же выдвинуть балочки и к имеющимся опорам прибавить еще одну опору у самого блока, как это сделано на табл. 48, фиг. 3 и 5.



Черт. 108

Д. Храповики и тормаз.

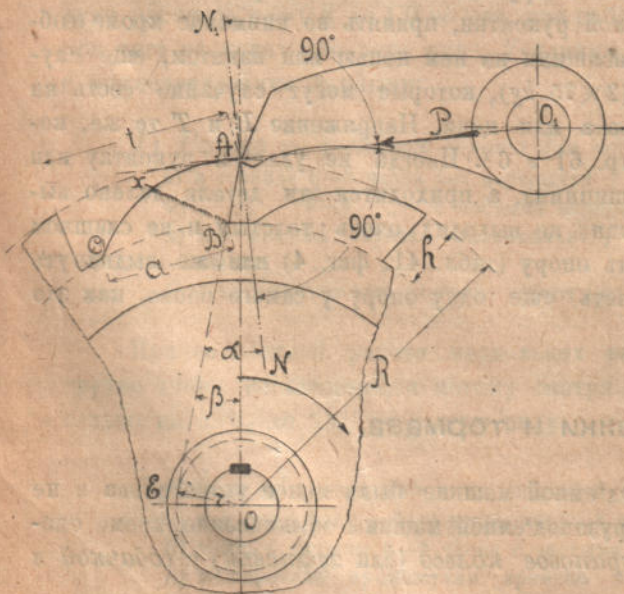
Для того чтобы работа на грузоподъемной машине была менее утомительна и не так опасна для рабочего, в механизм грузоподъемной машины обыкновенно, кроме описанных выше деталей, вводятся еще *храповое колесо* (или *храповик*) с *собачкой* и *тормаз*.

Храповое колесо с собачкой позволяет поднятый на известную высоту груз произвольно долгое время удерживать на этой высоте без затраты на это силы со стороны

рабочих, а помощью тормоза значительно облегчается работа опускания груза, ибо работа, производимая опускающимся грузом будет тратиться не только на ускорительное движение вниз и на преодоление вредных сопротивлений в механизме, но и на преодоление сопротивления трения в тормозе; более или менее нажимая на рукоятку тормоза, рабочий легко может управлять нисходящим движением груза и по желанию ускорить, замедлить или даже совсем остановить движение.

16. Храповые колеса, или храповики (*Sperrrad; Roue à rochet; Ratchet-wheel*), изготавливаются из чугуна, железа или стали, а собачки (*Sperrkegel, Sperrklinke; Cliquet; Pawl*)—из железа или стали. Храповики есть фрикционные и зубчатые, но для грузоподъемных машин почти исключительно применяются храповики зубчатые (табл. 5, фиг. 1—9). Зубцы на храповике делаются на *внутренней* поверхности обода колеса (табл. 5, фиг. 1), на *внешней* (табл. 5, фиг. 2 и 4—9) и нередко также на боковой, торцевой поверхности колеса (табл. 5, фиг. 3, а также табл. 15, фиг. 1) и большею частью имеют такие очертания, что действуют только в одну сторону, хотя в некоторых случаях (в кабестнах) необходимо иметь храповик, зубцы которого, смотря по положению собачки, могут замыкать вращение в обе стороны. Храповик сажается на шпонке на одном из валов, входящих в подъемный механизм, собачка же должна свободно вращаться на оси, сидящей в неподвижном устое механизма. При подъеме груза собачка не мешает колесу вращаться; спинка каждого зуба, проходя под собачкой несколько ее приподнимает, а затем после прохода каждого зуба собачка опять падает в углубление между двумя соседними зубцами—получается тот характерный, слышимый издали звук, благодаря которому описываемое зубчатое колесо и получало свое название—„храповое“. При стремлении вала, а с ним вместе и храпового колеса, повернуться в обратную сторону, в сторону *опускания* груза (по стрелкам, на фиг. 1—4, на табл. 5) собачка упирается в ближайший зуб и не допускает совершиться этому повороту. Падение собачки во впадину между зубцами храповика производится действием 1) *собственного веса* (табл. 5, фиг. 1), если она расположена над зубцами, и 2) *веса контр груза* (табл. 5, фиг. 2) или 3) *пружины* (табл. 15, фиг. 1), если собачка располагается под зубцами или сбоку около них.

Передняя рабочая грань *AB* зубцов храпового колеса (черт. 109) по отношению к центру *O* колеса может иметь произвольное направление, но зато положение ее по отношению к оси *O₁* вращения собачки определяется тем условием, чтобы собачка, прикоснувшись к вершине зубца, как указано на черт. 109, не могла отскочить кверху, а также не могла остаться в этом наиболее опасном для прочности зуба *ABC* положении, а обязательно соскользнула бы вдоль по линии *AB* вниз, до самого дна впадины и только там бы остановилась. Ясно, что передняя грань *AB* зуба для этого должна быть наклонена к линии действия *AO₁* собачки под углом $90^\circ \pm \alpha$, где α должно быть больше угла трения φ . Знак $+$ или $-$ необходимо сообразить смотря по тому, где расположена точка *O₁*. На черт. 109, напр., при данном расположении осей и при вращении колеса по стрелке (во время опускания груза) надо брать



Черт. 109.

знак $+$, а если бы при том же вращении вала O центр O_1 был расположен на линии AO_1 , но по левую сторону от A , то надо было бы брать знак $-$. Формы собачек соответственно этим двум случаям показаны на табл. 5, фиг. 6—одна сплошными линиями, а другая пунктиром.

Пусть R (черт. 109)—радиус окружности вершин зубцов, AO_1 —направление действия собачки, AB —направление передней стенки зубца, r —радиус окружности касательной к AB , тогда, называя шаг храповика через t , мы можем написать соотношение:

$$r = R \cdot \sin \beta = R \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} = R \cdot \frac{k \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + k^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}} \quad (34),$$

где $k = \operatorname{tg} \beta : \operatorname{tg} \alpha \leq 1$.

При одном и том же крутящем моменте на валу храповика и при выбранном диаметре самого храповика, сжимающая собачку и ломающая зуб ABC сила P будет наименьшая, если линия действия будет направлена по касательной к радиусу AO_1 ($P_0 = M : R$). Такое расположение осей O и O_1 иногда на практике делается (табл. 5 фиг. 6 и 9) и характеризуется условием $k = 1$, или $\alpha = \beta$, но оно невыгодно, так как при этом зубцы храповика получаются сильно подрезанными у корня, что значительно ослабляет их прочность. Также не выгодно и другое крайнее положение, когда переднее ребро AB зуба направлено к центру храповика ($k = 0$, $\beta = 0$ и $r = 0$); зуб здесь не подрезан, но зато сила P получается значительно большей, так как направление AO_1 , проведенное под углом $\pm \alpha$ к касательной, не касается начального круга храповика (радиуса R), а его пересекает, следовательно, проходит ближе к центру O храпового колеса ($P = M : R \cos \alpha = P_0 : \cos \alpha$).

На практике обыкновенно принимают:

коэффициент трения	$f = \operatorname{tg} \varphi \leq 0,2$;
угол наклона ребра AB	$\operatorname{tg} \alpha = 1,2$ до 2 f ;
угол подреза	$\operatorname{tg} \beta = 0,8$ до $1,0 \operatorname{tg} \alpha$;
или также	$\sin \beta = 1/3$, тогда $r = 1/3 R$.

Излом зубца храповика естественнее всего ожидать по одному из сечений, проведенных через его основание (сечение Bx на черт. 109); при этом, смотря по форме зуба, здесь более опасен или срез, или изгиб, но если спинку очертить, полагаясь на верность глаза, полной кривой, то почти наверное можно сказать, что изгиб будет опаснее среза: примеры поломки зубцов храповика такое предположение вполне подтверждают.

Трудно наперед сказать, какое именно из сечений Bx будет для данного зуба наиболее опасным, в виду этого на практике принято рассчитывать зуб в его основании по линии BC , где высота зуба, а следовательно и величина ломающего момента, наибольшая, по обычной формуле на изгиб, при чем для предварительного расчета можно силу P , изгибающую зуб, считать равной окружному усилию $P_0 = M : R$ на внешней окружности храпового колеса.

Пусть a —ширина зуба у основания, b —длина зуба по образующей, h —высота зуба, B —допускаемое напряжение изгиба, тогда помощью уравнения

$$\frac{M}{R} \cdot h \leq \frac{a^2 \cdot b}{6} \cdot B$$

легко определить размеры храповика.

Назовем z —число зубцов на храповике, t —шаг зубцов, считая его на внешней окружности колеса, и введем обозначения

$$\frac{b}{t} = c, \quad \frac{a}{t} = e, \quad \frac{h}{t} = u, \quad \text{а также } R = \frac{z \cdot t}{2\pi},$$

в вышеписанное уравнение, тогда мы получим

$$2\pi \cdot \frac{M \cdot u}{z} \leq \frac{1}{6} \cdot e^2 \cdot c \cdot B \cdot t^3 \text{ или } t^3 \geq 12\pi \cdot \frac{M \cdot u}{e^2 \cdot c \cdot B \cdot z}$$

откуда находим окончательно

$$t \geq 3,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot u}{e^2 \cdot c \cdot B \cdot z}} \dots \dots \dots (35).$$

На практике обыкновенно принимают

$$u = 0,25 - 0,5; c = 0,5 - 1,0; e = 0,7;$$

$$B \leq 1 - 1,5 \text{ kg/mm}^2 \text{ для чугуна};$$

$$B \leq 4 \quad \quad \quad \text{„} \quad \quad \quad \text{„} \quad \text{железа};$$

$$B \leq 6 \quad \quad \quad \text{„} \quad \quad \quad \text{„} \quad \text{стали}.$$

Сравнительно невысокие напряжения материала, допускаемые в зубах храповиков, объясняются тем, что храповики работают с резкими ударами, так как каждый раз, когда восходящее движение груза остановилось и начинается обратное движение его, собачка упирается в ближайший зуб и внезапно останавливает начавшееся падение груза. С целью уменьшить удар часто, особенно если шаг t зубцов получается большой ставят две собачки (табл. 6, фиг. 4), поставленные таким образом, что в тот момент когда одна собачка уперлась в зуб, другая стоит на середине между зубцами—при таком расположении собачек высота свободного падения груза уменьшается вдвое, а соответственно этому ослабляется и эффект удара зуба храповика о собачку.

При расчете храповика, в видах большей надежности на случай какой-либо поломки в механизме ворота, всегда необходимо стараться поставить храповик, если возможно, на барабанном валу; если же этого исполнить невозможно (слишком велик момент), то храповик насаживают на одном из передаточных валов, но также как можно ближе к валу барабана.

Назначая то или иное число зубцов храповика, необходимо иметь в виду, что большее число зубцов дает больший диаметр храповика, а следовательно и меньшее окружное усилие; но в то же время оно является нежелательным, т. к. при большом диаметре окружная скорость зубцов будет больше и потому они при всех прочих одинаковых условиях сильнее будут ударять в собачку. Большей частью на храповом колесе помещают от 10 до 24 зубцов; меньше 10 зубцов назначают только на храповиках реечных домкратов (табл. 15, фиг. 8), на небольших блоках (Беккера, Людерса и пр.), вообще там, где требуется особая уютность механизма; больше 24 зубцов—до 30 назначают сравнительно редко, если почему-нибудь не представляется возможности обойтись с меньшим числом зубцов, и лишь в самых исключительных случаях число зубцов на храповике делается более 30—существует, наприм., конструкция безопасной рукоятки известного завода *Mohr & Federhaff*, на храповике которой имеется 47 зубцов.

Если для вновь строящегося храповика задаться размерами зубцов

$$u = \frac{h}{t} = 0,35, e = \frac{a}{t} = 0,7, c = \frac{b}{t} = 1,$$

то при напряжении материала у основания зуба $B = 1 \text{ kg/mm}^2$, вместо ур. 35. получится выражение

$$t = 3 \sqrt[3]{\frac{M}{z}} \dots \dots \dots (35, a),$$

на основании которого вычислены числовые значения крутящих моментов на валу храповика, данные в таблице 15. Так как в таблице, кроме моментов, даны и диамет-

ры храповиков для различных значений t и z , то на основании ее легко сообразить какой храповик (число, шаг и форма зубцов) для заданных местных условий окажется наиболее подходящим.

Примеры пользования таблицей.

Пример 1. Задано $t = 51 \text{ mm}$; $z = 22$; $B = 3 \text{ kg/mm}^2$ (железо). Найти $2R$ и M ?

По таблице находим непосредственно $2R \cong 358 \text{ mm}$ и M (табл.) $= 108 \text{ kgmt}$ при $B = 1 \text{ kg/mm}^2$; для заданного более высокого напряжения будем иметь $M = 3 \cdot M$ (табл.) $= 3 \cdot 108 \cong 324 \text{ kgmt}$.

Пример 2. Задано $t = 36 \text{ mm}$; $z = 32$; $B = 0,8 \text{ kg/mm}^2$. Найти $2R$ и M ?

В графе $z = 1$ таблицы находим $2R_1 = 11,45 \text{ mm}$ и M (табл.) $= 1,728 \text{ kgmt}$, следовательно, при $z = 32$ и $B = 0,8 \text{ kg/mm}^2$ будем иметь

$2R = 11,45 \cdot 32 \cong 367 \text{ mm}$ и $M = 1,728 \cdot 32 \cdot 0,8 \cong 44,2 \text{ kgmt}$.

Пример 3. Задано $M \cong 400 \text{ 000 kgmt}$. Требуется определить на основании таблицы 15 возможные размеры храповика, при наибольшем напряжении в зубцах $B \leq 5 \text{ kg/mm}^2$?

При $B = 5 \text{ kg/mm}^2$ храповик должен выдержать $M = 400 \text{ kgmt}$, след. при $B = 1 \text{ kg/mm}^2$ (как принято в таблице) он удержит момент $M = 400 : 5 = 80 \text{ kgmt}$. Отыскиваем в таблице подходящие храповики и находим:

M (табл.) $\cong 80 \text{ kgmt}$;	$t = 60 \text{ mm}$;	$z = 10$;	$2R \cong 191 \text{ mm}$;
82,3 "	57	12	218 "
81,6 "	54	14	241 "
81,9 "	48	18	306 "
81,0 "	45	24	344 "

из них можно выбрать тот храповик, который по конструктивным соображениям лучше подходит при имеющихся местных условиях.

Когда тем или иным способом размеры храповика получены, зубцы вычерчены и самая форма их, а также ось вращения собачки, определилась, то следует на глаз провести секущую Vx (черт. 109), как она кажется наиболее опасною для зуба, и произвести поверочный расчет зуба в этом сечении по действительным размерам зуба и по имеющимся в данном случае направлению и величине действующей на зуб силы P .

Собачка рассчитывается по сложному напряжению изгиба и сжатия или растяжения, смотря по тому, как она расположена, а ось, на которой сидит собачка, — на изгиб, при чем допускается напряжение изгиба для железа $B \leq 6$ до 7 kg/mm^2 . Длину собачки назначают, соображаясь по чертежу. Часто ось, на которой сидит собачка, не стоит неподвижно, а перемещается, тогда необходимо принять меры, чтобы собачка всегда была плотно прижата к зубцам храповика; на табл. 5, фиг. 20, собачка прижимается к храповику помощью плоской стальной пружины, а на табл. 9 — тоже пружиной, но спиральной, укрепленной на оси собачки.

Шум, происходящий от ударов собачки во время под'ема груза о все проходящие под нею зубцы храповика, очень неприятен, особенно в быстроходных машинах, поэтому часто устраивают специальные приспособления, которые во все время под'ема груза приподнимают собачку — настолько, что она уже более не задевает за зубцы вращающегося храпового колеса, и, наоборот, обратно притягивают ее к зубцам, лишь только храповик начинает вращаться в сторону опускания груза. На табл. 6, фиг. 3 — 5, имеется храповик A ; на боковых поверхностях этого храповика проточены две кольцевые дорожки, в которые упираются конические штифты G (фиг. 5.). Штифты G укреплены в двух рычажках E , прицепленных к собачке D , и действием спиральной пружины F всегда плотно вжимаются в вышеуказанные кольцевые дорожки. Пока храповик A вращается (при под'еме груза), как указано стрелкой, он увлекает за собою штифты G и при помощи рычажков E приподнимает собачку D с своего места — шума не происходит. Как только храповик начнет вращаться в обратную сторону (по часовой стрелке), он опять потянет за собою штифты G , но уже в другом направлении, и теперь будет притягивать собачку D к центру вала, пока она не упрется в ближайший зуб храповика. Другое подобное устройство, несколько иной конструкции, представлено на табл. 6, фиг. 1 — 2: к собачке прикреплена небольшая металлическая дужка, подбитая для увеличения трения кожей, которая лежит на

Таблица 15.

Крутящие моменты в *kgmt* на валу храповика, вычисленные по формуле 35,а и диаметры храповиков (курсивом) в *mm* при различных значениях *t* и *z*.
($u = 0,35$; $e = 0,7$; $c = 1,0$; $B = 1 \text{ kg/mm}^2$).

t mm	Число зубцов <i>z</i> на храповом колесе.										
	1	10	12	14	15	16	18	20	21	22	24
15	0,125 <i>4,77</i>	1,25 <i>48</i>	1,50 <i>58</i>	1,75 <i>67</i>	1,88 <i>72</i>	2,00 <i>77</i>	2,25 <i>86</i>	2,50 <i>96</i>	2,63 <i>101</i>	2,75 <i>106</i>	3,00 <i>115</i>
18	0,216 <i>5,73</i>	2,16 <i>58</i>	2,59 <i>69</i>	3,02 <i>81</i>	3,24 <i>86</i>	3,46 <i>92</i>	3,89 <i>104</i>	4,32 <i>115</i>	4,54 <i>121</i>	4,75 <i>127</i>	5,18 <i>138</i>
21	0,343 <i>6,68</i>	3,43 <i>67</i>	4,12 <i>81</i>	4,80 <i>94</i>	5,15 <i>101</i>	5,49 <i>107</i>	6,17 <i>121</i>	6,86 <i>134</i>	7,20 <i>141</i>	7,55 <i>148</i>	8,23 <i>161</i>
24	0,512 <i>7,64</i>	5,12 <i>77</i>	6,14 <i>92</i>	7,17 <i>107</i>	7,68 <i>115</i>	8,19 <i>123</i>	9,22 <i>138</i>	10,2 <i>153</i>	10,8 <i>161</i>	11,3 <i>169</i>	12,3 <i>184</i>
27	0,729 <i>8,59</i>	7,29 <i>86</i>	8,75 <i>104</i>	10,2 <i>121</i>	10,9 <i>129</i>	11,7 <i>138</i>	13,1 <i>155</i>	14,6 <i>172</i>	15,3 <i>181</i>	16,0 <i>190</i>	17,5 <i>207</i>
30	1,000 <i>9,55</i>	10,0 <i>96</i>	12,0 <i>115</i>	14,0 <i>134</i>	15,0 <i>144</i>	16,0 <i>153</i>	18,0 <i>172</i>	20,0 <i>191</i>	21,0 <i>201</i>	22,0 <i>211</i>	24,0 <i>230</i>
33	1,331 <i>10,50</i>	13,3 <i>106</i>	16,0 <i>127</i>	18,6 <i>148</i>	20,0 <i>158</i>	21,3 <i>169</i>	24,0 <i>190</i>	26,6 <i>211</i>	28,0 <i>221</i>	29,3 <i>232</i>	31,9 <i>253</i>
36	1,728 <i>11,45</i>	17,3 <i>115</i>	20,7 <i>138</i>	24,2 <i>161</i>	25,9 <i>172</i>	27,6 <i>184</i>	31,1 <i>207</i>	34,6 <i>230</i>	36,3 <i>241</i>	38,0 <i>253</i>	41,5 <i>276</i>
39	2,197 <i>12,40</i>	22,0 <i>125</i>	26,4 <i>149</i>	30,8 <i>174</i>	33,0 <i>187</i>	35,2 <i>199</i>	39,5 <i>224</i>	43,9 <i>249</i>	46,1 <i>261</i>	48,3 <i>274</i>	52,7 <i>298</i>
42	2,744 <i>13,40</i>	27,4 <i>134</i>	32,9 <i>161</i>	38,4 <i>188</i>	41,2 <i>201</i>	43,9 <i>214</i>	49,4 <i>241</i>	54,9 <i>268</i>	57,6 <i>281</i>	60,4 <i>295</i>	65,9 <i>321</i>
45	3,375 <i>14,30</i>	33,8 <i>144</i>	40,5 <i>172</i>	47,3 <i>201</i>	50,6 <i>215</i>	54,0 <i>230</i>	60,8 <i>258</i>	67,5 <i>287</i>	70,8 <i>301</i>	74,3 <i>316</i>	81,0 <i>344</i>
48	4,096 <i>15,30</i>	41,0 <i>153</i>	49,2 <i>184</i>	57,3 <i>214</i>	61,4 <i>230</i>	65,5 <i>245</i>	73,7 <i>276</i>	81,9 <i>306</i>	86,0 <i>321</i>	90,1 <i>337</i>	98,4 <i>367</i>
51	4,913 <i>16,25</i>	49,1 <i>163</i>	59,0 <i>195</i>	68,8 <i>228</i>	73,7 <i>244</i>	78,6 <i>260</i>	88,4 <i>293</i>	98,3 <i>325</i>	103 <i>341</i>	108 <i>358</i>	118 <i>390</i>
54	5,832 <i>17,20</i>	58,3 <i>172</i>	70,0 <i>207</i>	81,6 <i>241</i>	87,5 <i>258</i>	93,3 <i>276</i>	105 <i>310</i>	117 <i>344</i>	123 <i>361</i>	128 <i>379</i>	140 <i>413</i>
57	6,859 <i>18,15</i>	68,6 <i>182</i>	82,3 <i>218</i>	96,0 <i>255</i>	103 <i>273</i>	110 <i>291</i>	123 <i>327</i>	137 <i>363</i>	144 <i>382</i>	151 <i>400</i>	165 <i>436</i>
60	8,000 <i>19,10</i>	80,0 <i>191</i>	96,0 <i>230</i>	112 <i>268</i>	120 <i>287</i>	128 <i>306</i>	144 <i>344</i>	160 <i>382</i>	168 <i>402</i>	176 <i>421</i>	192 <i>459</i>
66	10,648 <i>21,00</i>	106 <i>211</i>	128 <i>253</i>	149 <i>295</i>	160 <i>316</i>	170 <i>337</i>	192 <i>379</i>	213 <i>421</i>	224 <i>442</i>	234 <i>463</i>	256 <i>505</i>
72	13,824 <i>22,90</i>	138 <i>230</i>	166 <i>276</i>	194 <i>321</i>	207 <i>344</i>	221 <i>367</i>	249 <i>413</i>	276 <i>459</i>	290 <i>482</i>	304 <i>505</i>	332 <i>551</i>
78	17,576 <i>24,85</i>	176 <i>249</i>	211 <i>298</i>	246 <i>348</i>	264 <i>373</i>	281 <i>398</i>	316 <i>447</i>	352 <i>497</i>	369 <i>522</i>	387 <i>547</i>	422 <i>596</i>
84	21,956 <i>26,75</i>	220 <i>268</i>	263 <i>321</i>	307 <i>375</i>	329 <i>402</i>	351 <i>428</i>	395 <i>482</i>	439 <i>535</i>	451 <i>562</i>	473 <i>589</i>	527 <i>642</i>

Примечания: 1) Данные в таблице диаметры храповиков (в *mm*) округлены до ближайшего большего целого числа.
2) Напечатанные жирно числа зубцов 12, 16, 20 и 24 наиболее употребительны.
3) Данные в таблице величины крутящих моментов и диаметров храповиков для числа зубцов $Z=1$ непосредственного практического значения иметь не могут, и приведены лишь с целью облегчить подсчет храповиков для чисел зубцов в таблице не имеющих (см. на предыдущей странице, пример № 2).

гладкой цилиндрической поверхности храповика рядом с зубцами; при вращении храповика эта дужка им увлекается за собою и потому поворачивает собачку в ту или другую сторону.

Конец собачки должен иметь такую форму, чтобы собачка не защемлялась между зубцами храповика, и при вращении последнего легко выходила из впадины, давая место надвигающейся на нее спинке зуба.

Чтобы спустить груз, рабочий должен предварительно чуть приподнять груз (ослабить собачку) и затем, не отпуская рукоятки, откинуть собачку. Иногда собачка внутри механизма ворота недоступна для руки рабочего, тогда к собачке проводят особую ручку (f/h на фиг. 9, табл. 5), а чтобы не ошибиться, не слишком далеко отвести ручку и не держать ее в продолжение всего периода опускания груза, на ней в соответствующих местах делают остановки g .

17. О тормозах вообще. Тормозами (*Bremse; Frein; Brake*) называются такие приспособления, которые позволяют удерживать скорость машины или вообще какой-либо движущейся массы (падающего груза) в известных, наперед назначенных пределах, или в случае необходимости уменьшить ее до нуля, т.-е. совершенно остановить движение; действие тормозов основано на *введении в механизм машины* некоторого сопротивления. С этою целью на одном из валов машины обыкновенно накрепко насаживается *тормазной шкив* (*Bremsscheibe; Poulie de frein; Brake pulley*) к поверхности которого с известною силою прижимается какое-либо твердое тело; в зависимости от силы N , с которою поверхность тормозящего тела прижата к поверхности шкива, на последнем возникает больший или меньший *момент трения* Mf^1 , задерживающий вращение тормазного шкива, вала, на котором этот шкив посажен, а вместе с ним и всей машины. При известном соотношении между моментом трения или вызывающей его условной силой трения F и причиной, заставляющей машину вращаться (инерция масс, нисходящее движение какого-нибудь груза, работа двигателя), может произойти полная остановка машины.

По эффекту, производимому тормозами, различают два рода тормозов 1) в одних для того, чтобы остановить имеющееся движение, необходимо постепенно *увеличивать* нажатие на тормозящее тело, до тех пор пока момент трения на тормазном валу не будет больше момента движущих сил, — это тормоза обыкновенные, не замкнутые; 2) в других тормозящее тело уже заранее настолько сильно прижато к тормазному шкиву, что вращение тормазного вала невозможно — тормаз замкнут. Чтобы тормазной вал мог начать вращаться (чтобы поднятый груз мог начать опускаться), в этом втором случае нужно, наоборот, *ослабить* силу нажатия на тормозящее тело — необходимо тормаз отпустить. Тормоза, действующие как указано в последнем случае, или тормоза замкнутые (*Haltebremse* или *Festbremse; Frein bloqueur; Bearing-brake*), в применении к грузоподъемным машинам значительно надежнее тормозов первого типа (незамкнутых), так как при работе с ними со стороны рабочего не требуется столько внимания, не так легко уронить груз, менее возможны несчастные случаи.

Смотря по тому телу, которым производится торможение шкива, тормоза могут быть с колодками *Backenbremse, Klotzbremse; Frein à sabot; Shoe-brake* — к поверхности шкива прижимаются (одна или несколько) деревянные или чугунные колодки, ленточные (*Bandbremse, Frein à l'ame; Band-brake*) — по окружности шкив плотно обхватывается железной или стальной лентой, или наконец в виде *муглы трения* — дисковые, конические, пластинчатые и пр.

¹⁾ Считаем необходимым указать, что на поверхности шкива возникает целый ряд элементарных сил трения $n \cdot f$, касательных к окружности шкива в различных его точках. Результат действия всех этих сил на шкив (некоторый момент трения Mf) в практике для упрощения расчетов представляют в виде некоторой воображаемой силы F , действующей на плече R радиуса шкива, которую вычисляют из условия $Mf = R \cdot \sum n \cdot f = F \cdot R$.

Нажатие элементов тормоза (колодки, ленты, дисков) обыкновенно производится при посредстве какого-либо механизма — рычаг, шкив, зубчатая передача, причем нажимающей силой может быть усилие рабочего, вес какой-нибудь гири, давление воздуха, воды или пара, центробежная сила вращающихся масс, какое-либо усилие внутри механизма ворота (напр., осевое давление в червячной передаче) и проч. Каким бы, однако, способом нажатие ни производилось, всегда можно отличить два основных класса тормозов: одни действуют под управлением и надзором рабочего — это тормоза управляемые или ручные (*Gesteuerte Bremse, Handbremse, Frein à main, Hand brake*); другие действуют вполне автоматически, независимо от силы, воли и степени внимания рабочего — тормоза автоматические (*Selbstthätige или Automatische Bremse, Frein automatique, Self-acting brake*).

Автоматические тормоза, управляемые самим поднимаемым грузом, бывают двух родов: одни регулируют скорость его опускания, не позволяя ей превзойти известной величины — это тормоза скоростные (*Schleuderbremse, Geschwindigkeitsbremse, Frein centrifuge, Centrifugal brake*), другие немедленно же замыкаются как только груз начинает опускаться и останавливают начавшееся движение — это тормоза, замыкающиеся при опускании груза (*Senksperrbremse, Frein bloqueur automatique, Self-acting bearing brake*). Если во время опускания груза — силой рабочего или двигателя — автоматический замыкающийся тормоз остается все время замкнутым, то это будет тормоз, неразмыкаемый при опускании груза, или, как его еще называют — нажимаемый действием веса поднимаемого груза (*Senksperrbremse ohne Lüftspiel или Lastdruckbremse, Lagerdruckbremse*; — ; или *Load pressure thrust brake*); если же тормоз надо разомкнуть, чтобы опустить груз, то это будет тормоз, размыкаемый при опускании груза (*Senksperrbremse mit Lüftspiel или Lüftungsbremse*; — ; —), причем тормоз немедленно сам же автоматически замкнется и остановит движение, как только прекратится действие рабочего или двигателя.

Таким образом, если различать тормоза по характеру управления, то мы будем иметь тормоза — I) управляемые или ручные и II) автоматические, причем последние могут быть двух родов — скоростные или замыкающиеся при опускании груза. Затем можно различать тормоза еще:

1) по форме и виду тормозящего тела — тормоза с колодками, ленточные и в виде муфт трения, причем последние в виде самостоятельных тормозов применяются крайне редко, так как для своего действия требуют сравнительно большого усилия со стороны рабочего;

2) соответственно эффекту, производимому тормозом — тормоза незамкнутые, тормоза самозатягивающиеся (когда тормоз замыкается сам собою без посторонней помощи), и замкнутые (когда тормоз замкнут какой-либо внешней силой — напр. нажатие на рукоятку тормоза; если эту силу уменьшить, то тормоз из замкнутого обратится в незамкнутый);

3) по роду силы, производящей нажатие тормозного тела — тормоза, нажимаемые силой рабочего, и механические (паровые, гидравлические, воздушные, электрические).

Основанием для расчета всех деталей механизма тормоза служит то задерживающее тормозной шкив сопротивление трения ($F = M_f : R$), которое необходимо возбудить на поверхности тормозного шкива, чтобы получить надлежащий эффект торможения. Примем обозначения:

Q — поднимаемый груз,

r — радиус барабана или звездочки,

R — радиус тормозного шкива,

$i_{(n)} \leq 1$ — передаточное число от вала барабана к тормозному валу,

$\eta_{(t)}$ — коэфф-т пол. действия механизма передачи в обратном направлении от вала барабана до тормазного вала,

$M_{(t)}$ — крутящий момент на тормазном валу от действия груза,

$P_{(t)}$ — окружное усилие на окружности тормазного шкива, соответствующее этому моменту $M_{(t)} = P_{(t)} \cdot R$.

Во время периода тормажения, когда „двигатель“ грузоподъемной машины выключен, движущей машину силой (но в обратную сторону) является поднятый на высоту груз Q ; если весь механизм машины *стоит неподвижно* или под действием *опускающегося* груза *вращается равномерно*, то должно существовать условие

$$M_{(t)} = P_{(t)} \cdot R = \frac{\eta_{(t)}}{i_{(t)}} \cdot Q \cdot r \dots \dots \dots (36).$$

Так как при этом также стоит неподвижно или вращается равномерно тормазный шкив, то в то же время должно существовать равенство действующих на тормазном валу моментов — крутящего и трения ($M_{(t)} = F \cdot R$); следовательно на основании ур. (36) мы должны иметь

$$F = P_{(t)} = \frac{M_{(t)}}{R} = \frac{r}{R} \cdot \frac{\eta_{(t)}}{i_{(t)}} \cdot Q \dots \dots \dots (37).$$

Если необходимо, чтобы тормаз был способен держать поднятый груз на высоте, или если его желательно равномерно опустить при содействии тормазов, то ободе тормазного шкива необходимо вызвать силу трения F , определяемую ур. 37. Если сила трения на тормазном шкиве будет *меньше*, чем требуется согласно ур. 37, то тормаз будет неспособен удерживать груз от падения — груз начнет опускаться и притом уже не равномерно, а *ускоренно*. Если же, наоборот, мы на ободе тормазов вызовем силу трения *большую*, чем нужно на основании ур. 37, то тормаз будет замкнутый и груз Q будет висеть неподвижно неопределенно долгое время, а если он до начала тормажения уже опускался и в момент включения тормазов имел некоторую скорость s , то с этого момента он хотя и будет продолжать опускаться, но уже с некоторым замедлением, и через известное время остановится, так как избыток имеющейся силы трения F' над силой F , определяемой ур. 37, будет расходоваться на *преодоление живой силы* опускающегося груза и оживленных известными скоростями масс всех движущихся деталей механизма.

Допустим, что при помощи тормазов в течение t секунд от начала тормажения требуется остановить груз Q , подвешенный на крюке ворота и опускающийся в момент включения тормазов со скоростью s *м в секунду*. Предположим для простоты, что сила трения F' , тормозящая движение машины и груза, в продолжение всего периода тормажения будет *постоянна*, тогда движение груза будет „равномерно“ замедленное, причем отрицательное ускорение (замедление) этого движения будет равно $j = s : t$ и будет направлено вверх, обратно направлению движению груза. Зная ускорение движения данной массы (груза Q), мы теперь на основании принципа Даламбера (*D'Alembert*, 1717—1783) можем представить себе ее как бы остановленной *) и находящейся в равновесии; для этого нужно к действующим на эту массу силам (вес — вниз, а натяжение каната или цепи — вверх) прибавить еще силу инерции этой массы. Эта сила Q' (инерц.), равная

$$Q'_{(инерц.)} = m \cdot j = \frac{c}{t} \cdot \frac{1}{g} \cdot Q \dots \dots \dots (38).$$

приложена в центре тяжести массы Q и направлена в сторону, обратную направлению ускорения движения — в нашем случае, следовательно, *вниз*.

*) Или продолжающей опускаться и далее, но уже *равномерно*.

Сила Q' (инерц.), являющееся как бы добавочным сверх Q грузом, будет увеличивать нагрузку на все те детали ворота, при посредстве которых она передается к тормазному шкиву, где на ободе шкива, она будет уравниваться соответствующим избытком силы трения (сверх силы F), как только что было упомянуто. Вместо равномерно замедленного движения груза Q вниз, следовательно, можно считать, будто он опускается равномерно (или висит неподвижно), но взамен того как бы стал тяжелее на величину Q' (инерц.), которую принято называть „*приведенным*“ грузом.

Подобно предыдущему можно себе представить подвешенным к крюку еще второй „*приведенный*“ груз Q'' (инерц.), который заменит собой влияние масс всех вращающихся (также равномерно-замедленно) деталей механизма ворота.

Пусть какая-нибудь деталь ворота, с полярным моментом J_x , накрепко посажена на вал, который в момент замыкания тормазы вращается с угловой скоростью $\omega_x = i_x \cdot \frac{c}{r}$, где $i_x \leq 1$ — передаточное число от вала барабана к валу данной детали, а c , r и t сохраняют прежние обозначения. Так как при тормажении угловое ускорение рассматриваемой детали будет ω_x/t , то вследствие инерции ее на валу, на котором она посажена, будет вызван крутящий момент $M_x = J_x \cdot \omega_x/t$. Для того, чтобы груз q_x , подвешенный на крюке ворота, на валу детали вызвал такой же крутящий момент, как и сама эта деталь, он должен иметь вес

$$q_x = \frac{i_x}{r \cdot \eta_x} \cdot M_x = \frac{c}{t} \cdot \frac{1}{r^2} \cdot \frac{J_x \cdot i_x^2}{\eta_x},$$

где η_x — коэф-т полезного действия передачи ворота от вала барабана до вала, на котором посажена данная деталь *).

Как результат влияния масс всех прочих деталей, механизма ворота мы подобным же образом получим ряд приведенных грузов q_x', q_x'', \dots , поэтому полный приведенный груз Q'' (инерц.), заменяющий влияние масс всех вращающихся частей механизма ворота, определится как сумма всех частичных грузов q_x, q_x', q_x'', \dots

$$Q'' \text{ (инерц.)} = \text{Сумма } q_x = Q \cdot \frac{c}{t} \cdot \frac{1}{r^2} \cdot \text{Сумма } \frac{J_x \cdot i_x^2}{\eta_x} \dots \dots \dots (39). \quad \checkmark$$

Итак, мы вместо действительного равномерно-замедленного движения груза вниз можем рассматривать фиктивное равномерное движение (или покой), но при этой замене должны считать, будто на крюке машины вместо груза Q висит груз, вес которого определится из условия

$$Q + Q' \text{ (инерц.)} + Q'' \text{ (инерц.)} = \left[1 + \frac{c}{t} \cdot \left(\frac{1}{g} + \frac{1}{Q \cdot r^2} \cdot \text{Сумма } \frac{J_x \cdot i_x^2}{\eta_x} \right) \right] \dots \dots (40). \quad -$$

Внесем величину этого условного груза в ур. 36 и 37, тогда мы получим

$$M'_{(t)} = \frac{\eta_{(t)}}{i_{(t)}} \cdot r \cdot Q \cdot \left[1 + \frac{c}{t} \cdot \left(\frac{1}{g} + \frac{1}{Q \cdot r^2} \cdot \text{Сумма } \frac{J_x \cdot i_x^2}{\eta_x} \right) \right] \dots \dots (36, a), \quad -$$

$$F' = \frac{\eta_{(t)}}{i_{(t)}} \cdot \frac{r}{R} \cdot Q \left[g + \frac{c}{t} \cdot \left(1 + \frac{1}{Q \cdot r^2} \cdot \text{Сумма } \frac{J_x \cdot i_x^2}{\eta_x} \right) \right] \dots \dots (37, a), \quad -$$

крутящий момент на тормазном валу в течение периода тормажения и силу трения, которую необходимо вызвать на поверхности тормазного шкива (радиуса R), чтобы в течение t секунд остановить движение опускающегося груза и вращение связанных с ним деталей ворота.

*) Здесь η_x — в знаменателе, т. е. вредные сопротивления поглощают часть момента $q_x \cdot r$ на пути его от барабана до вала данной детали. Чтобы при наличии вредных сопротивлений на валу детали вызвать определенный момент M_x , на валу барабана надо развить больший момент, чем в том случае, если бы вредные сопротивления отсутствовали.

Иногда, напр., в шахтных и домовых под'емниках, бывает задано не время t , в течение которого необходимо остановить падающий груз и увлекаемый им за собою во вращение механизм ворота, а тот путь h (высота падения груза), на длине которого должна произойти полная остановка движения, тогда в ур. 38—40 нужно только вместо ускорения $c/t = j$ равномерно-замедленного движения вставить его величину $j = \frac{c}{t} = \frac{c^2}{2h}$, выраженную через начальную скорость c движения и через высоту h , длину пройденного грузом пути ($c^2 = 2j \cdot h$, следов. $j = c^2 : 2h$).

В ручных механизмах, при небольших скоростях c и при плавном торможении (большое t) увеличением напряжений в деталях механизма в течение периода торможения можно пренебрегать, но в машинах с быстрым ходом и резкими замедлениями движения (большое c и малое t) эти повышения напряжений могут оказаться весьма значительными и при определении размеров тормоза и прочих деталей механизма это обстоятельство необходимо принять во внимание.

В электрических воротах передача от вала мотора ко второму валу почти всегда производится при помощи червячной передачи с большим передаточным числом, поэтому с достаточною для практики точностью возможно пренебречь влиянием инерции масс легких сравнительно деталей, сидящих на 2 и 3 передаточных валах и ввести в расчет лишь массы деталей, сидящих на быстро-вращающемся валу мотора (якорь мотора, тормаз, регулятор скорости и пр.). В воротах с медленным движением, в видах упрощения расчетов, в ур. 36,а и 37,а откидывают два последних члена, но зато, в виде некоторой компенсации, принимают $\eta_{(1)} = 1$, т.-е. ведут расчет по формулам

$$\left. \begin{aligned} M_{(1)} &\approx \frac{1}{i_{(1)}} r \cdot Q \dots \dots \dots \\ F &\approx \frac{1}{i_{(1)}} \cdot \frac{r}{R} \cdot Q \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (41).$$

Все дальнейшие расчеты деталей тормазов мы будем вести, исходя из этого именно условия, поэтому для случаев, где применение приближенных ур. 41 уже более недопустимо, необходимо ввести соответствующую поправку.

Тормаз может управлять нисходящим движением груза только до тех пор, пока связь между ним и грузом не нарушена; в случае поломки какой-либо одной детали в передаче между валом тормоза и валом барабана действие тормоза прекратится и груз будет упущен. В шахтных под'емниках поэтому, в видах большей безопасности, тормазной шкив очень часто бывает связан в одно целое с барабаном ворота; в домовых под'емниках, наоборот, почти всегда тормаз располагается на валу мотора. Правда, механизмы домовых под'емников строятся из материалов очень высокого качества и снабжаются специальными предохранительными приспособлениями, способными поддержать падающую клетку под'емника на весу, но все же подобное расположение тормоза, объясняющееся лишь соображениями экономии (при большом $i_{(1)}$ необходимая сила торможения F будет меньше), нерационально. Необходимо помнить, что для большей надежности всегда надо стремиться располагать тормаз как можно ближе к барабану машины, стараясь возможно уменьшить число промежуточных, связывающих эти две детали, элементов передачи. Если по тем или иным соображениям этого сделать нельзя и тормазной шкив будет посажен на одном из промежуточных валов передачи, то на конструкцию всех деталей промежуточных передач нужно обратить особое внимание и построить их с большим против обыкновенного запасом прочности.

Пример. Требуется построить тормаз для электрического под'емника, у которого вес клетки и 2х пассажиров $Q = 450 + 2.75 = 600$ кг; радиус барабана $r = 0.15$ м; число оборотов барабана $n = 45$ в 1 мин.; скорость движения клетки $c = 1/30 \cdot \pi \cdot r \cdot n \approx 0.7$ м в 1 сек.; вал электромотора вращается со скоростью $n_0 = 900$ об. в 1 минуту; момент инерции всех деталей, посаженных на валу мотора (вал, якорь, коллектор, сцепная муфта, червяк), равен $J_x = 0.6$ [кг \times м²]; коэффициент полезного действия обр а щ е н н о г о механизма ворота $\eta_x = 0.6$.

Клетка при помощи тормоза во время своего нисходящего движения должна быть остановлена в 2 секунды; при расчете необходимо принять во внимание инерцию масс деталей, вращающихся на валу мотора, и клетки с пассажирами, влиянием же масс всех остальных частей ворота можно пренебречь.

Радиус тормоза $R = 0,3 \text{ m}$; передаточное число $i_x = 900 : 45 = 20$.

1) Приведенный груз $Q'_{\text{(инерц.)}}$, заменяющий влияние инерции движущейся вниз клетки и пассажиров, определяем по ур. 38:

$$Q'_{\text{(инерц.)}} = \frac{c}{t} \cdot \frac{1}{g} \cdot Q = \frac{0,7 \cdot 600}{2 \cdot 9,81} \approx 22 \text{ kg.}$$

2) Приведенный груз $Q''_{\text{(инерц.)}}$, заменяющий влияние инерции вращающихся на валу мотора деталей, определяем по ур. 39:

$$Q''_{\text{(инерц.)}} = \frac{c}{t} \cdot \frac{1}{r_2} \cdot \frac{i^2}{\eta_x} \cdot \text{Сумма } J = \frac{0,7 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 0,6}{2 \cdot 0,15 \cdot 0,15 \cdot 0,6} \approx 622 \text{ kg.}$$

3) Полный груз на крюке машины, по которому должен быть рассчитан тормаз, будет (ур. 40):

$$Q + Q'_{\text{(инерц.)}} + Q''_{\text{(инерц.)}} = 600 + 22 + 622 = 1244 \text{ kg} = 2,08 \text{ Q.}$$

4) Необходимая сила торможения F' определится по ур. 37,а.

а) Тормаз посажен на валу мотора ($\eta(t) = \eta^x$; $i(t) = i_x$):

$$F'_1 = \frac{\eta(t)}{i(t)} \cdot \frac{r}{R} \cdot 1244 = \frac{0,6 \cdot 0,15 \cdot 1244}{20 \cdot 0,20} \approx 28 \text{ kg.}$$

б) Тормаз посажен на валу барабана ($\eta(t) = 0,95$; $i(t) = 1$):

$$F'_2 = \frac{\eta(t)}{i(t)} \cdot \frac{r}{R} \cdot 1244 = \frac{0,95 \cdot 0,15 \cdot 1244}{1 \cdot 0,20} \approx 883 \text{ kg.}$$

5) Если бы мы вместо ур. 38—40 вели расчет силы торможения по приближенному ур. 41, то получили бы

а) для случая посадки тормоза на валу мотора

$$F_1 = \frac{0,15 \cdot 600}{0,20 \cdot 20} = 22 \text{ kg, вместо } 28 \text{ kg (ошибка на } 27\%);$$

б) для случая посадки тормоза на валу барабана

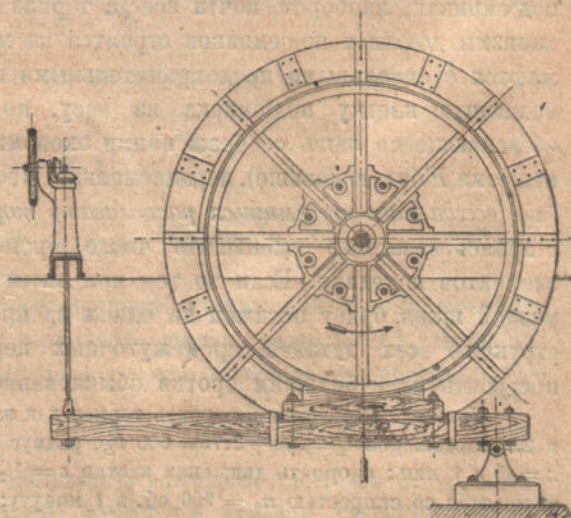
$$F_2 = \frac{0,15 \cdot 600}{0,20} = 450 \text{ kg, вместо } 883 \text{ kg (ошибка на } 96\%).$$

6) В течение периода торможения клетка опустится на высоту $h = 0,5 \cdot c \cdot t = 0,5 \cdot 0,72 = 0,7 \text{ m}$, электромотор успеет сделать 15 оборотов.

I. Тормоза управляемые.

18. Тормоза с колодками (*Backenbremse; Frein à sabot; Shoe-brake*) снабжаются деревянными или чугунными колодками, которые при помощи какого-либо приспособления прижимаются к ободу тормозного шкива; большую часть для этой цели применяется тормозной рычаг. Нажатие на рычаг тормоза можно производить непосредственно рукой или ногой, если оно не велико, через посредство какого-либо механизма (зубчатая передача и винт на черт. 110) или, наконец, механической силой — каким-либо грузом, паром, водой, электромагнитом.

Если тормозная колодка тем или иным способом прижимается к шкиву с силой N , а коэфф-т трения скольжения колодки о шкив f , то для известного угла 2α обхвата колодки на шкиве мы будем иметь силу трения F , задерживающую падение груза, которая определяется формулой



Черт. 110.

$$F = N \cdot f \cdot \frac{2 \sin \alpha}{\alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha} = w \cdot N \cdot f \dots \dots \dots (42).$$

Для значений $2 \alpha = 0^\circ$	30°	60°	90°	120°	150°	180°
Коэфф-т $w = 1$	1,01	1,05	1,10	1,17	1,24	$4/\pi = 1,27$

Так как для обычных условий практики, при угле обхвата $2 \alpha =$ от 60 до 90° , коэфф-т w мало отличается от единицы, то вместо этой точной, но более сложной формулы принимают $F = N \cdot f$. На основании сказанного выше мы можем написать условие (см. ур. 41)

$$F \geq \frac{M_{(t)}}{R} \text{ или } N \cdot f \geq P, \text{ откуда } N \geq \frac{P}{f} \dots \dots \dots (43). +$$

в котором знак $=$ относится к периоду равномерного падения груза, а знак $>$ к тому случаю, когда при помощи колодки желательно задержать начавшееся движение или даже совсем его остановить.

Часто к тормазному шкиву одновременно прижимают две (иногда и более) колодки (табл. 5, фиг. 15 и табл. 6, фиг. 14); в таких случаях уравнение 43 также сохраняет свой смысл, нужно только в левой его части, вместо силы N нажатия на одну колодку, написать сумму сил нажатия $N_1 + N_2$ на обе колодки. Что касается соотношения между силами N_1 и N_2 , то оно может быть назначено произвольно, но наивыгоднейший случай будет при условии $N_1 = N_2 = \frac{1}{2} N$, т. к. при этом вал тормазного шкива не будет испытывать изгиба.

В видах уменьшения силы нажатия на колодку можно обод тормазного шкива сделать не гладким, а клинчатым; если угол наклона боковых поверхностей клинчатого обода к средней плоскости $-\beta$, то при силе нажатия N на колодку сила трения F , вызываемая этой силой N в месте прикосновения клинообразной колодки к ободу, будет $F = N \cdot f_1$, где f_1 определяется соотношением $f_1 = f : (\sin \beta + f \cdot \cos \beta)$, при чем f сохраняет прежнее значение. В ур. 43 также надо будет вместо f вставить новый коэфф-т f_1 , тогда мы для клинчатого профиля тормазного шкива будем иметь условие

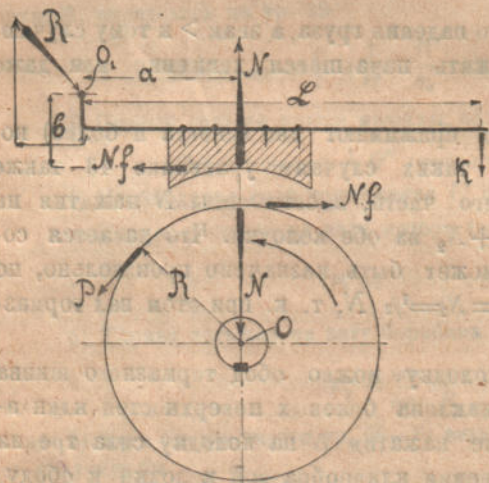
$$N \geq \frac{P}{f_1} \text{ или } N \geq \frac{P}{f} \cdot (\sin \beta + f \cdot \cos \beta) \dots \dots \dots (43,a). +$$

Пример такого клинчатого тормоза представлен на таблице 12, фиг. 1—3; здесь не колодка прижимается к шкиву, а, наоборот, весь тормазной вал устроен подвижным в вертикальном направлении, так что тормазной шкив прижимается к неподвижно лежащей под ним колодке.

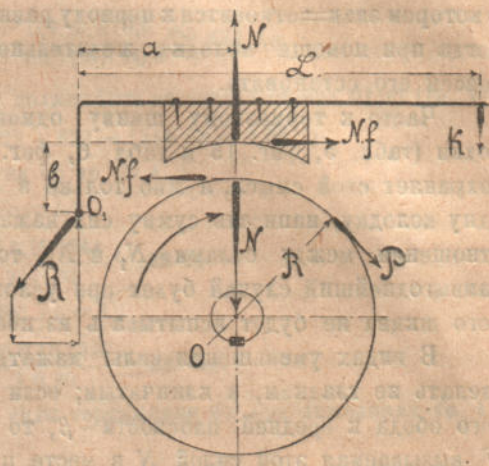
Определим теперь то усилие K , с которым рабочий должен нажимать на ручку тормазного рычага, чтобы колодка, прикрепленная к этому рычагу, действительно была прижата к ободу шкива с требуемой уравнением 43 (или 43,a) силой N .

Тормазной рычаг (черт. 111 и 112) вращается на оси O_1 и нагружен силами K , N , Nf и R ; для большей наглядности тормазной рычаг и шкив представлены на черт. 111 и 112 не в рабочем их положении, а несколько отодвинутыми друг от друга, — в действительности сила $N \cdot f$ на шкиве и сила $N \cdot f$ на колодке лежат на одной общей горизонтали. При определении величины силы трения $F = N \cdot f$ на ободу тормазного шкива, мы не обращали внимания, в какую именно сторону при опускании груза (в период тормажения) будет вращаться тормазной шкив, т. к. это обстоятельство никакого влияния на величину силы F не имеет; изменяется лишь направление этой силы, а именно: на тормазном шкиве сила трения F , задерживающая вращение шкива, всегда направлена по касательной к ободу, в сторону, обратную направлению вращения. На колодке, в свою очередь, также возбудится точно такая же сила F (в точности равная первой), но направленная в прямо противоположную сторону, т. е. в сторону по направлению вращения шкива: вращающийся шкив стремится оторвать

колодку от тормазного рычага и потащить ее с собою. Так как колодка прочно укреплена на рычаге, то сила F будет передаваться на него и будет стремиться повернуть рычаг вместе с укрепленной на нем колодкой вокруг его оси O_1 ; т. е. при перемене направления вращения шкива также изменит свое направление и сила F , действующая на колодку, а следовательно и на рычаг. то очевидно, что для равновесия рычага направление вращения шкива имеет существенное значение. При указанных в каждой схеме на черт. 111 и 112 направлениях вращения шкива сила $N \cdot f$ на колодке в обоих случаях стремится вращать рукоятку в ту же сторону (по часовой стрелке), как и усилие K рабочего, — другими словами, сила трения помогает рабочему. Но стоит на черт. 111 и 112 заставить шкивы вращаться в стороны, обратные тем,



Черт. 111.



Черт. 112.

какие на этих чертежах указаны стрелками, — и силы $N \cdot f$ как в том, так и в другом примере направятся в прямо-противоположные стороны и тогда будут вращать рукоятку в обратную сторону, противодействуя усилию рабочего. Нужно всегда стремиться располагать части тормазы таким образом, чтобы сила трения $N \cdot f$, действующая на колодку, помогала тормажению.

Примем обозначения черт. 111 и 112, а также и указанные в них стрелками, более выгодные для рабочего, направления вращения шкива, соответствующие первоначальному опусканию груза, и примем, что на тормазном рычаге около ручки его на расстоянии c от оси вращения O , рычага на нем прикреплен тяжелый чугунный груз веса G , на чертеже не показанный, тогда в обоих случаях мы можем написать одно и то же уравнение равновесия тормазного рычага относительно его оси вращения

$$K \cdot L = N \cdot a - N \cdot f \cdot b - G \cdot c,$$

откуда получаем усилие рабочего, при наличии которого поднятый воротом груз Q будет равномерно опускаться

$$K = N \cdot \frac{a - bf}{L} - G \cdot \frac{c}{L} \quad (44).$$

Соединив это ур. с найденным выше ур. 43, мы получим уравнение

$$K \geq P \cdot \frac{a}{L} \cdot \left(\frac{1}{f} - \frac{b}{a} \right) - G \cdot \frac{c}{L} \quad (45),$$

помощью которого для определенного окружного усилия P определяется необходимое усилие рабочего.

Посадка на тормазном рычаге груза G не обязательна, этого груза может и не быть, но тогда рабочий должен будет сильнее нажимать на ручку рычага, чтобы получить ту же силу тормажения.

Комбинируя отношения a/L , c/L и b/a , мы всегда можем получить удобные для выполнения величины сил K и G и отдельных плеч тормазного рычага. Чтобы не утомлять рабочего в периоды опускания груза, а также в видах единства управления тормазом, при расчете ручных тормазов обыкновенно задаются силой K только одного рабочего не более 5—10 kg . Размеры плеч a , b , c и L выбирают на основании конструктивных соображений, соответственно размерам шкива, расположению центра O_1 и пр. Коэфф-т трения между колодкой и шкивом можно принимать:

Для дерева и кожи по чугуну, сухие	$f = 0,4$ до $0,5$;
" " " " " " смоченные водой	$f = 0,22$;
" чугуна и железа по чугуну, сухие	$f = 0,18$;
" " " " " " со слабой смазкой	$f = 0,10$.

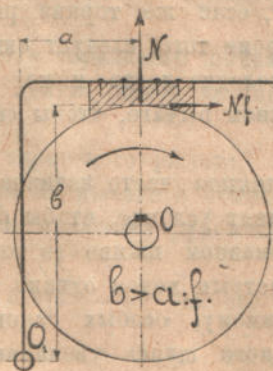
Выше, в параграфе 17, было указано, что замкнутые тормазы более обеспечивают безопасность рабочих: пока рабочий не действует на рукоятку тормаз, последний замкнут и груз опускаться не может; чтобы опустить груз, необходимо отпустить тормаз, в данном случае ослабить давление на колодку. В ур. 45 это требование должно выразиться тем, что усилие рабочего K должно будет получиться со знаком —, т.е. направленным в обратную сторону, и нетрудно видеть, что удовлетворить этому требованию можно двояким способом.

Во-первых, можно так задаться размерами рычага a и b , чтобы выражение, стоящее в ур. 45 в скобках, сделалось отрицательным. Для этого нужно, чтобы было $a < f \cdot b$ (черт. 113 и 114), тогда совершенно независимо от того, какие значения мы дадим величинам G и c , всегда получится $K < 0$, а это означает, что тормаз, снабженный рукояткой с подобным соотношением между плечами a и b , будет затягиваться сам собою, без всякой посторонней помощи. Опыт, однако, показал, что такие самозатягивающиеся тормазы в работе весьма опасны: колодки легко защемяются, груз опускается порывисто, благодаря резким колебаниям скорости и сильным толчкам легко возможны поломки в механизме ворота и обрывы канатов и цепей. В виду этого самозатягивающиеся тормазы в практике никогда не применяются и при назначении размеров плеч a и b тормазного рычага нужно следить, чтобы всегда было $a > f \cdot b$, чтобы в ур. 45 первый член всегда был положительный.

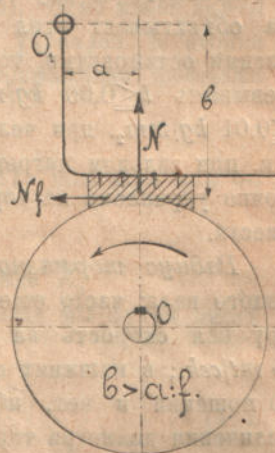
Второй способ получить $K < 0$, — это сделать в ур. 45, а второй член больше первого, т.е. назначить

$$G \cdot \frac{c}{L} > P \cdot \frac{a}{L} \cdot \left(\frac{1}{f} - \frac{b}{a} \right).$$

Соответствующим подбором отношений a/L , b/a и c/L , а также назначением достаточно большого G , нужно стараться удовлетворять этому неравенству и в обычных, не слишком сильных тормазов возможно получить практически выполнимые размеры плеч a , b , c и L , а также не слишком тяжелый груз G .



Черт. 114.



Черт. 113.

Если бы тормазные шкивы на черт. 111 и 112 вращались в обратную сторону, то только надо было в ур. 44 и 45 у членов с множителем b знак — переменить на $+$, поэтому при таком невыгодном (см. выше) направлении вращения допустимы любые соотношения плеч b и a , ибо тормаз никогда не может стать самозатягивающимся.

Есть случаи, например, в воротах для подъемников, когда ставится требование, чтобы тормаз одинаково работал в обе стороны, тогда для получения одинакового усилия K , независимо от знака b/a внутри скобки, необходимо плечо b сделать равным нулю (при этом ось O_1 будет лежать на продлении силы N . f), или же необходимо поставить тормаз с 2-мя колодками (см. на табл. 5, фиг. 15 и на табл. 6, фиг. 14), т. е. при изменении направления вращения тормазного шкива на обратное в этих тормазах меняются величины силы нажатия на каждый тормазный рычаг в отдельности, полное же давление на оба рычага вместе остается то же самое.

Тормазной вал рассчитывается по форм. 13. на одновременное действие сгибающего и крутящего моментов, при чем допускаемые напряжения B и T выбираются по нормам на стр. 60, имея в виду, что тормазной вал во время работы часто подвергается сильным толчкам.

Тормазной рычаг (*Bremshebel; Levier de frein; Brake lever*), а также ось, на которой он вращается, рассчитываются на изгиб, при чем последняя — по силе R , равнодействующей всех сил, действующих на рычаг (на черт. 111 и 112 показана сила R — реакция опоры). Сечение тормазного рычага (из железа) обыкновенно прямоугольные с отношением сторон $h:b=2,5$ до 3 в опасном сечении; к концу рычаг утоняется, так что $h_1=1/2$ до $2/3$ h и $b_1=2/3$ до 1 b .

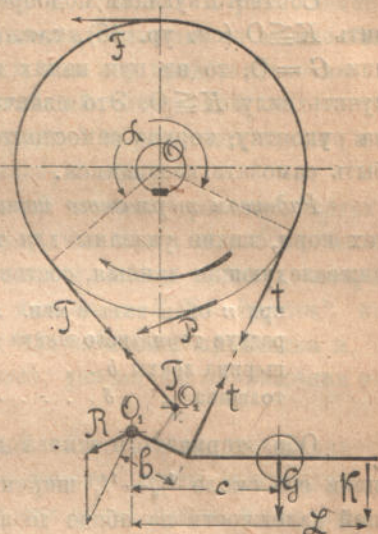
Тормозная колодка (*Bremsbacken, Bremsklotz; Sabot de frein; Brake shoe*) в ручных кранах часто делается шириною (по образующей $b \approx 1,5 d$, где d — диам. вала, рассчитанного на кручение по моменту, удерживаемому тормазом, а по дуге шкива она обхватывает угол от 60 до 90°. Если тормаз работает медленно, с частыми и долгими остановками, то в деревянной колодке напряжение снашивания не должно превышать $k \leq 0,06$ kg/mm^2 , если же тормаз работает с редкими остановками, то $k \leq 0,01$ kg/mm^2 , при чем, кроме того, следует еще проверить тормаз на нагревание; т. е. при сильном нагреве колодка легко может загореться. Колодка должна быть прочно укреплена на тормазном рычаге, чтобы сила трения F не могла оторвать ее с места.

Радиус тормазного шкива часто назначают $R \approx 5-6 d$, где d — диаметр тормазного вала; часто еще ставят условие, чтобы было $R \approx 400$ mm , или также, чтобы окружная скорость на тормазном шкиве (в тормазе с колодками) не превосходила 7,5 $mt/сек.$; в машинах с быстрым ходом однако эти данные не всегда дают хорошие соотношения и нет, по видимому, особых оснований строго их держаться. По мере увеличения диаметра тормазного шкива увеличивается окружная скорость; в том же отношении уменьшается необходимая сила нажатия, но на большем шкиве можно поместить большую колодку и таким образом значительно уменьшить произведение $k \cdot v$. При всех прочих равных условиях нагревание тормазного шкива будет тем меньше, чем больше будет масса обода шкива, поэтому обод тормазного шкива выгодно отливать возможно толстым.

Спицы тормазного шкива рассчитываются на изгиб как и в зубчатых колесах. Число спиц можно выбирать $i=R/d$. Напряжение изгиба можно допускать $B \leq 1,5$ до 1,7 kg/mm^2 . Толщина нерва обыкновенно берется около $1/3$ ширины. Ширина нерва у обода h_1 берется от 0,75 h до 0,80 h ширины у втулки. Обод между спицами рассчитывается на изгиб от действия силы нажатия N колодки; нужно при этом иметь в виду, что поверхность тормазного шкива постепенно снашивается. Часто также на ней появляются выбоины, поэтому шкив приходится обтачивать, для чего необходимо иметь некоторый запас, чтобы и после такой обточки обод шкива все еще обладал достаточной прочностью. В тормазах с клинчатым ободом колодку сле-

дует аккуратно приточить к поверхности обода; лучше всего производить эту операцию на месте, заставляя шкив медленно вращаться.

19. Ленточные тормоза. (*Bandbremse; Frein à lame, à bande, à ruban; Band-brake*) работают мягче тормозов с колодками, так как вместо жесткой, мало упругой колодки здесь к ободу шкива прижимается гибкая стальная или железная лента, натягиваемая при помощи тормозного рычага (фиг. 12 на табл. 5), винта (фиг. 13 на табл. 5) или вообще какого-либо механизма. По способу закрепления концов тормозной ленты различают два основных типа ленточных тормозов — когда к тормозному рычагу прикреплен только один конец ленты, а другой закреплен неподвижно к стойке ворота (фиг. 13 на табл. 5, фиг. 6 на табл. 6 и фиг. 1 на табл. 11) и когда к тормозному механизму прикреплены оба конца ленты (на табл. 5, фиг. 10 — 12, фиг. 20, 28 и 32). Прикрепление к тормозному рычагу двух концов ленты удобно в том отношении, что при *правильном расположении плеч* (a и b на фиг. 20, табл. 5) тормозного рычага и при известном соотношении между их размерами можно, подобно тому, как в тормозах с колодками, значительно уменьшить требуемую для торможения силу нажатия рабочего на ручку тормозного рычага и таким образом облегчить его труд.



Черт. 115.

Рассмотрим расчет простого ленточного тормоза (черт. 115). Один конец ленты у него прикреплен к тормозному рычагу, а другой накрепко укреплен в стойке ворота; направление вращения тормозного шкива в период торможения показано стрелкой.

Пусть P — окружное усилие на ободу тормозного шкива,

T и t — натяжения концов тормозной ленты (лента на черт. 115 показана как бы разорванной),

K — усилие рабочего и L — длина тормозного рычага,

G — какой-нибудь груз, посаженный на рычаге в помощь силе K ,

c — расстояние этого груза от оси вращения рукоятки, тогда мы будем иметь соотношения:

$$\left. \begin{array}{l} \text{(для ленты)} \dots T = t \cdot e^{f\alpha} = \tau \cdot t, \text{ где } \tau = e^{f\alpha} \text{ (см. стр. 70)} \\ \text{(для шкива)} \dots F = P = T - t \dots \dots \dots \\ \text{(для рычага)} \dots K \cdot L + G \cdot c = t \cdot b \dots \dots \dots \end{array} \right\} \dots \dots \dots (46).$$

Решая эти уравнения мы получаем натяжения обоих концов ленты

$$T = P \cdot \frac{\tau}{\tau - 1} \text{ и } t = P \cdot \frac{1}{\tau - 1} \dots \dots \dots (47) +$$

и усилие рабочего

$$K \geq P \cdot \frac{b}{L} \cdot \frac{1}{\tau - 1} - \frac{c}{L} \cdot G \dots \dots \dots (48), +$$

которое нужно приложить на конце тормозного рычага, чтобы вызвать в прикрепленном к рычагу конце тормозной ленты натяжение t , необходимое для торможения.

В последнем уравнении знак $=$ соответствует установившемуся равномерному движению груза, а знак $>$ когда требуется замедлить или остановить начавшееся нисходящее движение груза.

Если бы в период торможения тормозной шкив на черт. 115 вращался в обратном направлении, то силы T и t переменились бы своими местами: сила t действовала

бы на стойку ворота, а T стремилась бы поднять тормазной рычаг. Очевидно, что в этом случае, при всех прочих условиях, рабочему для тормажения придется нажимать на рукоятку тормазы с значительно большей силой ($K' = \tau \cdot K \approx 2,2 K$), поэтому всегда выгодней прикреплять к тормазному рычагу обегавший со шкива, менее натянутый конец ленты.

Соответствующим подбором отношений b/L и c/L , а также груза G можно получить $K \leq 0$ (см. ур. 48), т. е. построить замкнутый тормаз; если, однако, мы назначим $G = 0$, то ни при каких комбинациях размеров плеч b и L нам не удастся получить силу $K \leq 0$. Это означает, что для тормажения всегда необходимо нажимать на рукоятку; тормаз самостоятельно затянуться не в состоянии — он никогда не может быть самозатягивающимся.

Радиусом тормазного шкива обыкновенно задаются, придерживаясь приблизительно тех норм, какие указаны для тормазов с колодками. Хорошие результаты также дают нижеследующие данные, составленные на основании исполненных конструкций:

при n обор. вала в мин.	до 20—25	до 50—100	более 100
радиус тормазного шкива R	400	300	от 100 до 200 мм
ширина ленты b	80	70	60
толщина „ δ	5—10	4—7	3—5

Обод тормазного шкива делается толстый, как и в тормазы с колодками; толщина его около $\frac{1}{4} - \frac{1}{5}$ ширины ленты, или также около 0,5 до 0,7 \sqrt{T} ; для большей надежности на ободе делаются реборды. Ширина рабочей поверхности обода берется на 3—5 мм больше ширины ленты; рабочая поверхность обода должна быть хорошо обточена, но не полирована, как это иногда делают неопытные рабочие.

Угол обхвата α ленты на тормазном шкиве выгодно делать возможно большим; большею частью он получается $\alpha \approx 0,72\pi$ (т. е. около 250°). Соответственно этой величине и принимая $f = 0,18$ (см. таблицу значений коэфф-та $\tau = e^{f\alpha}$ на стр. 70); можно для приближенного предварительного расчета принимать (в ур. 47 и 48) $\tau \approx 2,2$, с тем, чтобы затем, когда будут выяснены все конструктивные размеры, произвести вторичный поверочный подсчет всех усилий. В исключительных случаях ленту заставляют огибать барабан в два и более витка ($\alpha > 2\pi$); тогда ленту располагают на тормазном шкиве или по пологой винтовой линии, или же ее делают составною из нескольких узких лент, расположенных таким образом, чтобы отдельные ленты свободно проходили одна около другой.

Коэфф-т трения стальной или железной ленты по чугунному ободу можно принимать равным в среднем $f \approx 0,18$. В действительности величина его очень непостоянна и даже на одном и том же тормазе в зависимости от атмосферных влияний и других причин может колебаться от 0,10 и до 0,25, а иногда даже и до 0,5, — в зависимости от жесткости ленты (она не везде прилегает к шкиву), от более или менее влажного состояния трущихся поверхностей (вода, масло), от того, насколько эти поверхности гладки, от присутствия пыли и пр. При построении тормазы в виду этого полезно сделать груз G передвижным вдоль по рычагу, с тем, чтобы, меняя положение этого груза, компенсировать изменения в коэфф-те трения, а также исправить ошибки в расчете, в котором нами оставлены были без внимания жесткость ленты и влияние веса самого тормазного рычага. Коэфф-т трения ленты по шкиву выгодно иметь возможно большим, поэтому под ленту часто подкладывают кожаный ремень или ряд небольших деревянных колодок (табл. 6, фиг. 6); как ремень, так и колодки должны быть прочно укреплены на ленте, чтобы они не могли быть с нее сорваны силою трения. Для ленты с колодками отношение между натяжениями T и t концов уже не будет равно $\tau = e^{f\alpha}$; приближенно, но достаточно точно для расчетов практики, можно принимать для такой ленты

$$T = \tau_1 \cdot t, \text{ где } \tau_1 = \left(1 + 2f \cdot \lg \frac{\beta}{2}\right)^n \dots \dots \dots (49),$$

причем β — угол между серединами двух соседних колодок, а n — число колодок; полный угол обхвата будет $n \cdot \beta = \alpha$ *).

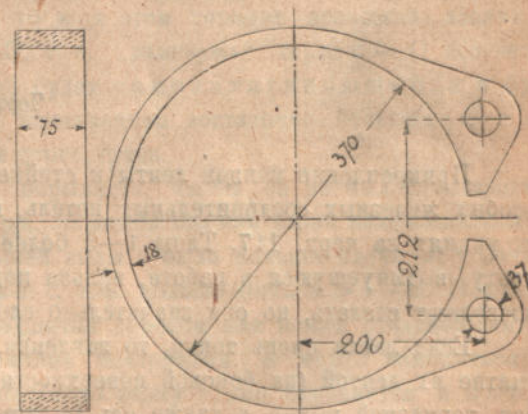
Наименьший возможный размер плеча b ленты определяется из конструктивных соображений; для этого сначала рассчитывают ось тормозного рычага и шарнир ленты, а затем придвигают вычерченный шарнир насколько возможно близко к оси рычага. Если, несмотря на все принятые меры (увеличение G , L , c , a и f и уменьшение b), все-таки усилие K для рабочего будет получаться слишком большим, то можно вместо рычага применить более сильный механизм, напр., винт, как это представлено на табл. 11, фиг. 1, или еще можно перенести тормаз на ближайший следующий вал с меньшим крутящим моментом. Заставить прибегнуть к последней мере может также и желание получить не слишком широкую и толстую тормазную ленту.

Тормазная лента, из тонкой стальной или железной полосы, рассчитывается на растяжение по наибольшему натяжению T ; имея в виду, что лента в работе изнашивается и сильно нагревается, в ней не следует допускать слишком высоких напряжений: для железа можно допускать $Z \leq 3 \text{ kg/mm}^2$, а для стали $Z \leq 6 \text{ kg/mm}^2$; когда под тормазную ленту подложены деревянные колодки или кожаная прокладка и, следовательно, лента не истирается и почти не нагревается, указанные напряжения могут быть повышены примерно на 50%.

Обыкновенная лента, согнутая из цельной прямой полосы, делается шириною не более 80 *mm* при толщине ее от 1,5 до 4 *mm*. Более тонкие ленты невыгодны, так как они очень неравномерно прижимаются к поверхности обода шкива и потому слишком быстро перетираются, более же толстые ленты очень жестки и плохо ложатся на обод тормозного шкива. Если приходится ставить более толстые ленты, примерно до 8 *mm* толщиной, то их в виду этого изготовляют не из одной полосы, а из двух, соединенных между собою на середине длины при посредстве шарнира. Возможно применение и еще более толстых тормазных лент, но тогда они не могут быть согнуты из прямой полосы, а должны быть выточены из целого куска, подобно поршневым кольцам. На черт. 116 представлена литая стальная тормазная лента 25-ти тонного электрического мостового крана Сорновского завода; тормажение производится сближением концов ленты между собою.

Иногда, если лента получается слишком широкою, на одном и том же шкиве кладут рядом 2 отдельные ленты, каждая половинной ширины; в таких случаях на ободе кроме двух наружных реборд еще делается третья средняя реборда, чтобы ленты не терлись одна об другую, а работали каждая в своем желобке.

Желательно, чтобы при отпуске тормоза лента не терлась без надобности о поверхность тормозного шкива и отходила бы от шкива, оставляя по всей окружности ровный просвет приблизительно около 1—3 *mm*. Толстая лента довольно равномерно отходит от шкива, тонкая же лента часто прогибается от собственного веса и потому вокруг ленты на небольшом



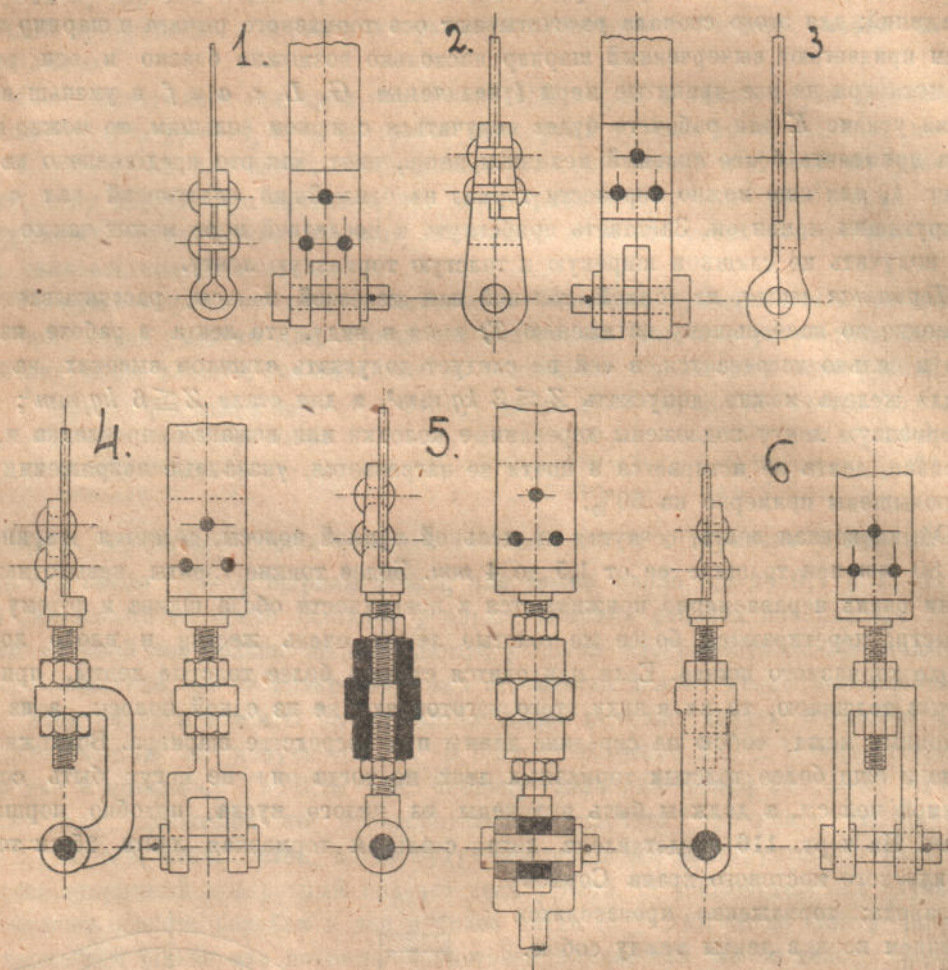
Черт. 116.

*) Grashof, Theoretische Maschinenlehre, II том, стр. 340.

Если число колодок n постепенно увеличивать, а угол β между ними соответственно этому уменьшать, то, переходя к пределу, можно вместо $\lg \frac{\beta}{2}$ в ур. 49 вставить дугу $\frac{\beta}{2}$, и тогда мы получим

$$\lim r_1 = \lim \left(1 + 2 f \cdot \frac{\beta}{2} \right)^n = \lim \left(1 + f \cdot \frac{\alpha}{n} \right)^n = e^{fa} = r.$$

расстоянии от нее к стойке ворота часто укрепляют ряд упорных болтов, распределяя их равномерно по всей длине ленты, к которым лента прижимается когда ее отпускают.



Черт. 117.

Прикрепление концов ленты к стойке или к рычагу производится при посредстве особых железных соединительных петель, как показано в нескольких различных конструкциях на черт. 117. Типы 1—3 более просты, но обладают тем недостатком, что ленту, вытянувшуюся в работе, нельзя подтянуть; типы 4—6 такую подтяжку ленты позволяют сделать, но они значительно сложнее и дороже в выполнении.

Если лента очень тонка, то заклепки, помимо среза, еще надо проверить на смятие их лентой (на боковой поверхности, по ур. $4/\pi \cdot d \cdot \delta \cdot D \geq T$). Все болты шарниров, тормозной рычаг, а также ось рычага должны быть рассчитаны на изгиб.

Описанный выше, так называемый простой ленточный тормаз, представленный на черт. 115, неудобен тем, что усилие рабочего, на тормазном рычаге обыкновенно получается довольно большим. Этот недостаток однако очень легко можно устранить: для этого нужно тормазной рычаг продолжить по другую сторону его оси вращения O_1 и конец ленты с натяжением T прикрепить не к стойке в точке O_2 , как на черт. 115, а к этому удлинненному в левую сторону концу тормазного рычага, как показано на черт. 118; тогда натяжение T не будет более бесполезно давить на стойку ворота, а будет стремиться повернуть тормазной рычаг, противодействуя при этом натяжению t , приложенному к тому же рычагу, но справа от оси его вращения. Благодаря симметрическому закреплению (т.-е. справа и слева от оси вращения рычага)

двух концов тормазной ленты на одном и том же рычаге, этот тормаз обладает той особенностью, что при всяком повороте тормазного рычага в какую-либо сторону всегда один конец ленты будет натягиваться, а другой отпускаться. Полный эффект тормажения (сокращение или удлинение ленты) таким образом при повороте рычага на известный угол (β) будет характеризоваться разностью перемещений обоих концов ленты ($\Delta l = b \cdot \beta - a \cdot \beta$); чтобы натянуть ленту, т.е. затормазить шкив, надо рычаг на черт. 118 повернуть вниз; наоборот, чтобы тормаз отпустить — рычаг надо поднять.

Для тормазов с подобным образом закрепленными на рычаге концами тормазной ленты, называемого дифференциальным (*Differentialbandbremse*; *Frein différentiel*, *Differential brake*), остаются в силе приведенные выше уравнения для тормазной ленты и шкива (см. ур. 46), но вместо прежнего уравнения для тормазного рычага теперь нужно написать другое, именно:

$$K \cdot L + G \cdot c = t \cdot b - T \cdot a,$$

откуда, пользуясь ур. 47, находим

$$K = \frac{P}{L} \cdot \frac{b - \tau \cdot a}{\tau - 1} - \frac{c}{L} \cdot G \dots \dots \dots (50), t$$

выражение, определяющее в дифференциальном ленточном тормазе усилие рабочего на конце тормазного рычага, необходимое для тормажения.

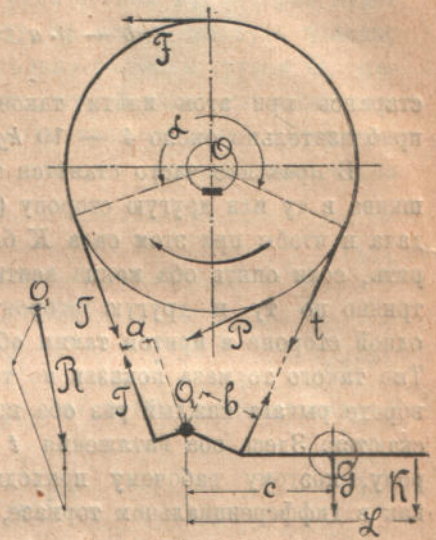
Так как полученное ур. 50 по своему строению вполне аналогично ранее выведенному ур. 45 для тормазов с колодками, то и в этом тормазе возможно двояким образом получить в формуле 50 силу $K \leq 0$, т.е. „замкнуть“ тормаз: — 1) соответствующим подбором плеч b и a , тогда тормаз будет самозатягивающийся и будет работать очень порывисто, толчками; 2) назначением достаточно больших G и c , тогда тормаз будет замкнутый действием этого груза.

1) Чтобы тормаз работал плавно, не порывисто, чтобы он не был самозатягивающимся, первый член во второй части ур. 50 всегда должен быть положительный, а для этого нужно, чтобы плечо (b) у меньшей силы t было больше плеча (a) у большего натяжения T , помноженному на коэфф-т τ , т.е. должно быть $b > \tau \cdot a$. Необходимо иметь в виду, что коэфф. трения неподшитой деревом или кожей стальной ленты на ободе тормазного шкива не есть величина постоянная, а может изменяться в весьма иногда широких пределах, а соответственно этому также изменяется и коэфф. $\tau = e f^a$. На основании данных табл. 14 на стр. 70 настоящего курса мы видим, что для наиболее частых на практике углов обхвата ленты в 0,6 и 0,7 полного оборота коэфф. τ при различных коэфф. трения равен

	для $f = 0,18$,	0,25,	0,33,
при $n = 0,6$	$\tau = 1,97$,	2,57,	3,47,
„ $n = 0,7$	$\tau = 2,21$,	3,00,	4,27.

Для предварительных соображений для стальной ленты можно брать приблизительно $b = \text{около } 3 a$, но затем обязательно нужно проверить действительно ли в спроектированном тормазе с известным запасом соблюдено требование $b > \tau \cdot a$, в противном случае тормаз окажется совершенно непригодным для работы.

2) Чтобы получить замкнутый тормаз, нужно так назначить плечи L , b и a , чтобы первый член в ур. 50 был хотя и положительным, но близким к нулю, и за-



Черт. 118.

тем так подобрать размер c и груз G , чтобы вся вторая часть ур. 50 стала отрицательной величиной. Нужно стало быть удовлетворить неравенствам

$$b - \tau \cdot a > 0 \text{ и } \frac{c}{L} \cdot G > \frac{P}{L} \cdot \frac{b - \tau \cdot a}{\tau - 1},$$

стараясь при этом найти такое решение, чтобы усилие рабочего K было не велико, приблизительно около 4 — 10 kg.

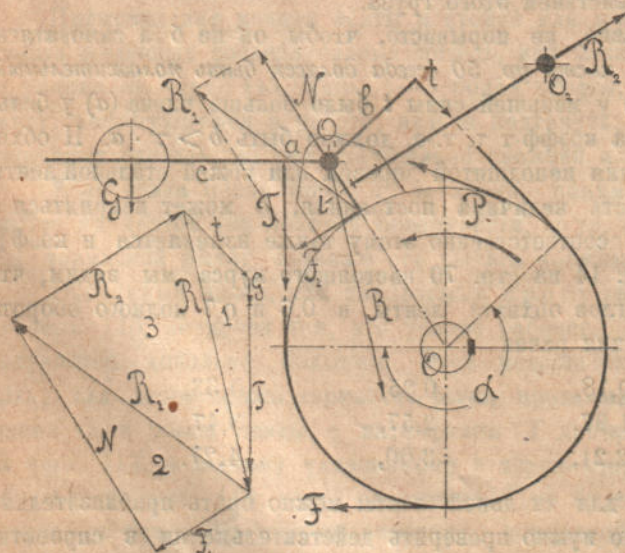
В практике часто ставится требование, чтобы тормаз мог работать при вращении шкива в ту или другую сторону (напр., если в механизме ворота есть сменная передача и чтобы при этом сила K была одинакова. Этому требованию можно удовлетворить, если опять оба конца ленты закрепить на тормазном шкиве, но уже не симметрично по ту и другую сторону оси вращения рычага, а оба конца на какой-либо одной стороне и притом таким образом, чтобы плечи сил t и T были равны ($a = b$). Тип такого тормаза показан на табл. 5, фиг. 11; из чертежа видно ясно, что при повороте рычага каждый раз оба конца ленты вместе или натягиваются или же отпускаются. Здесь оба натяжения t и T стремятся вращать рычаг в одну и ту же сторону, поэтому рабочему приходится преодолевать не разность моментов сил T и t , как в дифференциальном тормазе, а сумму их. Если в ур. 50 произвести соответственные перемены и принять $a = b$, то получим выражение

$$K \geq P \cdot \frac{a \cdot \tau + 1}{L \cdot \tau - 1} - \frac{c}{L} \cdot G \dots \dots \dots (51), \quad +$$

определяющее силу K рабочего, для такого суммирующего ленточного тормаза (*Summenbremse; Frein additif*; —). Суммирующие тормазы невыгодны в том отношении, что в них для тормажения требуется сравнительно большое нажимающее усилие, поэтому их применяют только в тех случаях, где особенно важно, чтобы усилие K было одинаково для тормажения в ту и другую сторону — так напр. они часто применяются в механизмах электрических подъемников: тормаз замкнут грузом G , а отпускание тормаза производится при посредстве электромагнита, питаемого тем же током, который питает электромотор. Во всех случаях, где постоянство силы K несущественно, выгоднее ставить простой или дифференциальный тормаз.

20. Комбинированный тормаз. Как в простом ленточном тормазе бесполезно для

тормажения теряется давление на стойку ворота от натяжения T ленты, так и в дифференциальном ленточном тормазе, утилизирующем это именно давление, в свою очередь также бесполезно теряется давление R , которое сосредоточивается на оси тормазного рычага и от нея передается стойке ворота. Можно построить тормаз, называемый комбинированным, в котором это давление также использовано для тормажения и в котором благодаря этому для получения того же эффекта тормажения требуются значительно меньшие размеры тормазной ленты



Черт. 119.

Черт. 120.

и меньшие величины груза G и силы K .

Представим себе (черт. 120) дифференциальный тормаз, у которого ось вращения

O_1 тормазного рычага укреплен не в стойке ворота, а на тормазной колодке; колодку эту мы упрям в боковую поверхность тормазного шкива и помощью особой тяги iO_2 привесим в точке O_2 к стойке ворота, чтобы сила трения F_1 , которая будет возбуждаться в месте прикосновения колодки к шкиву, не могла сдвинуть колодку с места. Рычаг ленточного тормазы мы загрузим настолько большим грузом G , чтобы рычаг ленточного тормазы был замкнут. Очевидно, что в таком сложном тормазе окружающая сила P будет удерживаться одновременно и трением ленты (F) и трением колодки (F_1), следовательно мы должны будем написать условие равновесия для шкива

$$P = F + F_1 \dots \dots \dots (52),$$

при чем силы F и F_1 в свою очередь определяются условиями

$$F = T - t \text{ и } F_1 = N \cdot f_1 \dots \dots \dots (53),$$

Натяжения концов тормазной ленты на основании ур. 47 будут (заменяя силу P силой F)

$$T = F \cdot \frac{\tau}{\tau - 1} \text{ и } t = F \cdot \frac{1}{\tau - 1} \dots \dots \dots (54),$$

а для тормазного рычага напомним равенство

$$G \cdot c = t \cdot b - T \cdot a = F \cdot \frac{b - \tau \cdot a}{\tau - 1} \dots \dots \dots (55). \quad +$$

Тормазная колодка находится под действием следующих сил:

- 1) равнодействующей R от ленточного тормазы;
- 2) реакции R_1 от вращающегося под колодкой шкива;
- 3) реакции R_2 — сопротивления опоры O_2 .

Сила R находится, как равнодействующая сил T , t и G (черт. 119, треугольник 1).

Сила R_1 , равнодействующая сил N и F_1 , — наклонена к линии OO_1 под углом трения ($tg \varphi_1 = f_1$) колодки о шкив (черт. 119, треугольник 2).

Сила R_2 , удерживающая колодку на месте, направлена по линии iO_2 и может быть найдена, как замыкающая для R и R_1 (черт. 119, треугольник 3).

Расчет комбинированного тормазы можно произвести аналитическим путем; для этого в дополнение к написанным уже ур. 52 — 55 надо еще написать 3 ур. равновесия для тормазной колодки и затем из всех этих уравнений последовательно определить искомые силы и их направление.

Задача отыскания всех действующих сил однако может быть значительно упрощена, если решать ее графически; дело в том, что для различных крутящих моментов при заданных геометрических размерах тормазы могут изменяться лишь величины внутренних сил в механизме, направления же этих сил остаются неизменными. Так силы T и t всегда направлены по ленте, G — вертикальна, R_1 — всегда направлена под углом φ_1 к линии OO_1 и т. д. На основании этого свойства расчет тормазы можно произвести по следующей схеме:

- 1) На основании наброска по чертежу определяем угол обхвата (α) ленты на шкиве и вычисляем коэф. фть $\tau = e^{f\alpha}$;
- 2) задаемся силой трения F ленточного тормазы (удобно выбрать какое-нибудь круглое число, напр. 100 kg и по ней вычисляем на основании ур. 54 и 55 силы T , t и G ;
- 3) строим силу R (черт. 119, 1) и наносим на черт. 120 направления сил R , R_1 и R_2 , при чем R_2 проводим через точку i ;
- 4) из концов найденной силы R проводим две линии, параллельные направлениям R_1 и R_2 и таким образом находим величины этих сил (черт. 119, 3).
- 5) по силе R_1 строим силы N и F_1 (черт. 119, 2);

6) вычисляем сумму сил $F + F_1$ и определяем все силы T, t, G, N, Nf_1, R, R_1 и R_2 , умножая каждую силу на множитель $P : (F + F_1) *$.

Так как в комбинированном тормазе получаются небольшие размеры ленты, небольшое давление на тормазной вал и незначительное усилие рабочего, то устройство его возможно даже для валов, нагруженных бо́льшим моментом (напр., на барабанном валу), где устройство всякого другого тормоза или прямо невозможно, или же ведет к значительным конструктивным затруднениям; указанные качества комбинированного тормоза весьма ценны, т. к. всегда полезно иметь сильный тормаз возможно ближе к грузу, чтобы не зависеть от зубчатых передач и не рисковать уронить груз при поломке зубьев или шестерен передачи.

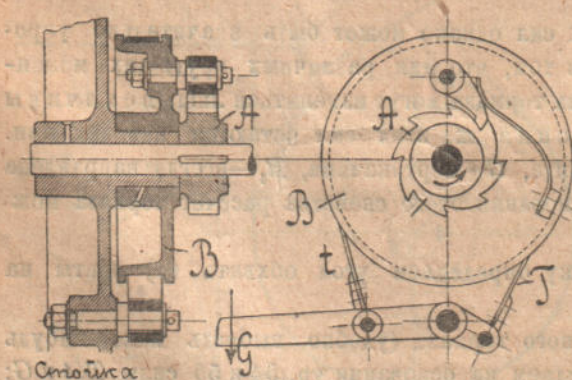
21. Тормоза с храповиком. Если представить себе подъемный механизм какого-нибудь крана, снабженный рукояткой—для поднимания груза, храповиком с собачкой—для удержания груза на высоте, и тормазом—для плавного спуска груза, то рабочим (одному или нескольким) приходится при спуске груза сначала нажать на рукоятки, чтобы чуть поднять груз, затем, нажать тормаз откинуть собачку и тогда уже отпустить рукоятки—груз будет опускаться, управляемый в своем движении нажатием руки рабочего на рукоятку тормоза.

Одному справиться со всеми этими манипуляциями большею частью довольно трудно, а при наличии большого числа рабочих опасность не только уменьшается, но скорее даже увеличивается, ибо рабочие, не сознавая опасности, часто уже при подъеме груза откидывают собачку храповика и тогда груз при известной неосторожности или даже какой-нибудь случайности может упасть, а рукоятки могут искалечить людей. В момент опасности рабочий, управляющий тормазом, тоже может растеряться и не нажать на ручку тормоза, или же нажать, но слишком поздно, когда груз уже успел приобрести большую скорость, и когда уже нет больше возможности остановить груз и предотвратить несчастие.

Соединением тормоза в одно целое с храповиком имелось именно в виду дать надежное предохранительное приспособление, автоматически удерживающее груз на любой высоте, позволяющее, следовательно, рабочим в любой момент отпустить свои рукоятки. Идея такого тормоза с храповиком была дана еще в 1868 г. профессором Reuleaux, но только осуществление ее на практике в 1878 г. Берлинским заводом Беккера заставило специалистов обратить внимание на это простое и вполне надежное приспособление. Устройство тормоза Беккера следующее (черт. 121).

На одном из валов, входящих в состав ворота, сидит *наглухо* на шпонке храповик *A*; рядом с ним на той же оси *вольно* сидит замкнутый тормаз *B*, на

шкиве которого укреплена ось собачки. При подъеме груза вал с храповиком вращается по часовой стрелке, а тормаз остается неподвижным, так что собачка щелкает по зубьям храповика, свободно проходящим под ней. Если рабочий отпустит рукоятку, то под действием поднятого груза вал начнет вращаться в обратную сторону, ближайший зуб храповика упрется в собачку, которая не может сдвинуть шкив замкнутого тормоза, и груз останется висеть на высоте. Для опуска-



Черт. 121.

*) Приведенный расчет верен лишь приблизительно, т. к.: 1) коэф-ты трения f и f_1 в работе могут оказаться иными; 2) сила F_1 принята $= N \cdot f_1$, что не совсем точно (см. ур. 42, и, кроме того, 3) она принята приложенной в середине дуги обхвата, что также не всегда верно, т. к. между прочим будет зависеть от степени точности обработки колодки и от способа прикрепления ее к стойке.

ния груза следует приподнять несколько рычаг тормоза и, регулируя нажатие ленты, произвести спокойное опускание груза.

Как уже было объяснено выше, преимущество такого устройства, не требующего никаких новых частей, сравнительно с обыкновенным тормазом и храповиком, посаженными отдельно, — как в обыкновенных воротах, — заключается в большей безопасности для рабочего.

Конструкций тормазов с храповиком имеется очень много, но изменяются в них только детали, идея же везде остается та же: *замкнутый тормаз произвольной конструкции и храповик*, посаженный наглухо рядом или внутри тормоза, снабженный одной или несколькими собачками. Устройство нескольких собачек объясняется желанием: или 1) устранить давление от одной собачки на ось тормоза (тогда собачки должны все одновременно упираться каждая в свой зуб), или 2) уменьшать свободную высоту падения груза, пока храповик, вращаясь в обратную сторону, не упрется зубом в одну из собачек, тогда упирается в зуб храповика только одна какая-нибудь собачка — та, которая меньше отстояла от зуба при начале спуска груза. Примеры исполненных конструкций тормазов с храповиком представлены в атласе на табл. 5, фиг. 19—26 и 32—37; на таб. 6, фиг. 1—2 и 3—12; на табл. 10, и в более мелком масштабе на многих таблицах общих чертежей воротов и кранов.

22. Безопасные рукоятки (*Sicherheitskurbel; Manivelle de sûreté; Safety—handle*). Устройство тормоза в комбинации с храповиком значительно упрощает все нужные манипуляции рабочего при воротах и уменьшает благодаря этому вероятность падения груза и несчастий с рабочими. В механизме ворота, однако, осталась еще одна деталь — рукоятка, которая, как показывает практика, также представляет большую опасность для рабочих, ибо случаи поранения рабочих в период опускания груза пустой, без пользы вращающейся, рукояткой ворота весьма часты. Сама собою поэтому напрашивалась мысль устранить и эту опасность; для этого надо было остановить рукоятку в период опускания груза (или хотя бы не позволить ей вращаться слишком быстро) и соединить в этой одной рукоятке также и функции рукоятки тормоза, т. е. скомбинировать механизмы тормоза и рукоятки ворота таким образом, чтобы во время опускания груза рабочий должен был бы действовать не на рукоятку тормоза, а опять на ту же рукоятку ворота, но в обратную сторону.

Первые по времени безопасные рукоятки разрешали только первую половину задачи и были устроены таким образом: между валом барабана и валом рукоятки снабженным храповиком, была введена фрикционная муфта, замыкаемая особой рукояткой; во время подъема груза эта муфта замкнута и тогда рабочий, вращая рукоятку ворота, через эту муфту заставлял вращаться вал барабана. При остановке рукоятки весь механизм ворота от действия веса груза стремился вращаться обратно, но этому вращению препятствовали замкнутая муфта и собачка храповика; чтобы опустить груз нужно было слегка отпустить фрикционную муфту и тогда вал барабана мог начать вращаться, вал же рукоятки (удерживаемый от вращения собачкой) оставался неподвижным. Более или менее ослабляя фрикционную муфту, можно было регулировать скорость опускания груза.

Как видно, идея и устройство подобной безопасной рукоятки очень просты, но полученный результат оставлял желать лучшего, так как при опускании груза рукоятка, правда, не вращалась, но число рукояток в механизме оставалось то же: одна, обычная, — у ворота, а другая — у фрикционной муфты. В виду этого рукоятки указанного типа теперь больше не применяются, а вместо них получили большое распространение рукоятки тоже с фрикционными муфтами или тормозами, но такими, в которых рукоятка ворота входит в состав механизма тормоза, как одна из существенных его частей. В настоящее время имеется очень много различных конструкций безопасных рукояток, но все они могут быть разделены на два основных типа — в одних при опускании груза рукоятка не вращается, рабочий только должен на нее нажимать в сто-

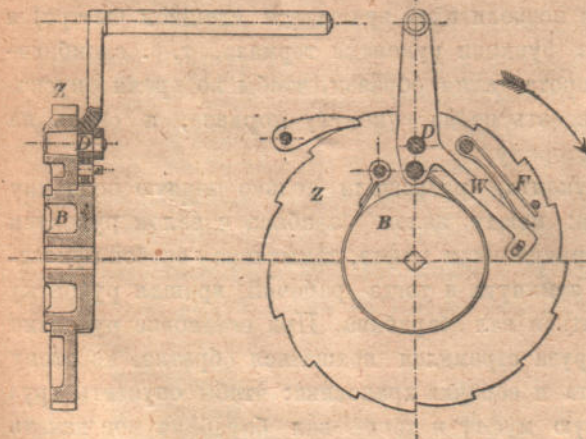
рону, соответствующую опусканию груза; в других, чтобы опустить груз, рабочий должен все время вращать рукоятку в обратном направлении; чем скорее он будет вращать рукоятку, тем быстрее будет опускаться груз. Если рабочий почему-либо вдруг выпустит рукоятку из рук, то это не грозит никакой опасностью, так как немедленно же замкнется тормаз, связанный с рукояткой, и удержат груз от дальнейшего движения—груз остановится и будет спокойно висеть до тех пор, пока рабочий опять не возьмется за рукоятку и не продолжит прерванную работу. Первый тип безопасных рукояток применим только для ручных ворот, второй же тип может быть применен также и для ворот, приводимых в движение от какого-либо механического двигателя. Для опускания груза двигателю дают обратный ход, тогда обратным вращением двигателя тормаз будет отпусаться и груз получит возможность начать двигаться вниз; при этом, однако он в своем падении не может развить скорость большую той, какая в каждый данный момент соответствует скорости вращения двигателя.

а. Безопасная рукоятка Дуисбургского машиностроительного завода, бывший Vechet & Keetman, представленная на черт. 122, может быть отнесена к первому типу; в ней рукоятка сцеплена с валом при помощи простого ленточного тормоза.

На первом валу ворота накрепко посажен тормазной шкив *B*, на котором в свою очередь свободно посажен храповик *Z*. На храповике имеется ось *D* для рукоятки ворота, к которой на ее нижнем конце прикреплен один конец тормазной ленты; сама лента огибает тормазной шкив и другой конец ее укреплен на храповике. Пружина *F* постоянно нажимает на коленчатый рычаг *W* и всегда держит тормаз в замкнутом состоянии. При вращении рукоятки по направлению стрелки тормазной шкив и храповик также будут вращаться в ту же сторону, представляя как бы одно целое с рукояткой. Если требуется груз опустить, то нужно нажать на рукоятку в обратном направлении, тогда (благодаря собачке) храповик *Z*, а следовательно и ось *D* рычага остановятся. Рукоятка теперь будет вращаться вокруг этой неподвижной оси *D*, концом *W* будет отжимать пружину *F* и

в то же время будет отпускать ленточный тормаз. Как только тормазная лента будет достаточно ослаблена, тормазной шкив вместе с валом рукоятки под действием груза начнут вращаться против часовой стрелки, т. е. в сторону опускания груза.

Последнее обстоятельство, т. е. вращение вала рукоятки ворота представляет существенный недостаток этой, в других отношениях очень удобной и простой конструкции, т. к. применять ее можно лишь в тех случаях, когда на валу посажена только одна



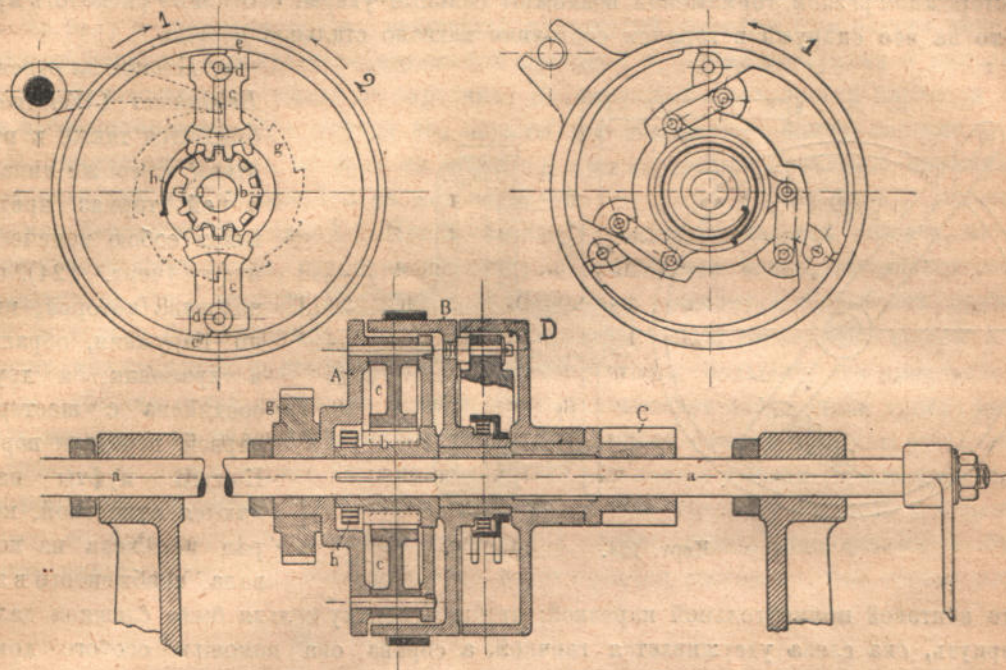
Черт. 122.

рукоятка, ибо сажать на другом конце вращающегося вала простую рукоятку не имело бы никакого смысла, ставить же две безопасные рукоятки, на каждом конце вала по одной, было бы, в виду отсутствия в этом случае единства в управлении, даже не безопасно.

б. Безопасная рукоятка завода Беккера (Besker), в которой рукоятка при опускании груза также стоит неподвижно, не имеет вышеуказанного недостатка и потому может быть применяема и в тех случаях, когда на валу необходимо иметь две рукоятки.

На валу *a* (черт. 123) на шпонке насажено зубчатое колесо *b*, которое находится в зацеплении с двумя зубчатыми секторами *c*; эти секторы вращаются на осях *d*, прочно укрепленных в диске *A*, свободно посаженном на вал *a*, но связанном помощью шпонки с храповиком *g*. Если вращать рукоятку по направлению стрелки 1, то зубцы

колеса *b* нажимают на секторы *c* и плотно прижимают выступы *e* к внутренней поверхности муфты *B*. При достаточно сильном нажатии муфта замыкается и тогда все части механизма—зубчатка *b*, секторы *c*, диск *A* с храповиком *g* и муфта *B*, будут



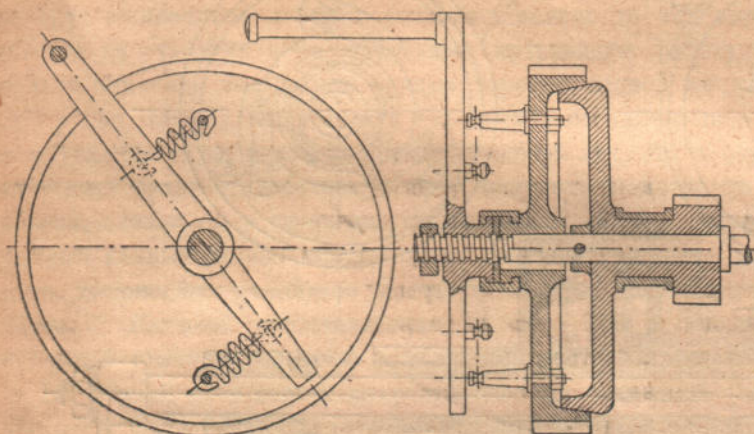
Черт. 123.

вращаться как одно целое с валом *a*. Муфта *B* помощью шпонки связана с удлиненной втулкой, ведущей шестерни *C* ворота, и таким образом эта шестерня *C* при подъеме груза оказывается связанной с валом *a* при посредстве всех выше перечисленных деталей. Если рукоятку отпустить, то выступы *e* остаются нажатыми к муфте *B* благодаря действию спиральной пружинки *h*, находящейся слева от шестерни *b*, и потому обратному вращению шестерни *C* и диска *B* будет мешать храповик *g*, удерживаемый собачкой. Чтобы опустить груз достаточно слегка нажать на рукоятку в обратную сторону, т.е. по направлению стрелки 2, тогда шестерня *b* заставит повернуться секторы *c* также в обратную сторону, нажатие выступов *e* ослабит и муфта *B* (а с ней вместе и шестерня *C*) получат возможность свободно вращаться в сторону указываемую стрелкой 2, вал же *a* и все прочие детали в течение всего периода опускания груза будут стоять неподвижно. Регулируя нажим на рукоятку, т.е. более или менее ослабляя нажатие выступов *e*, рабочий может по желанию ускорить или замедлить скорость опускания груза.

Такова была первоначальная конструкция рукоятки Беккера, но она оказалась неудобной в том отношении, что при работе без смазки выступы *e* очень быстро изнашивались; если же эти поверхности смазывать, то очень трудно было получить необходимое для тормажения достаточно сильное нажатие выступов *e* к внутренней поверхности муфты *B*. В виду этих соображений Беккер позднее отказался от мысли заставлять рабочего следить за скоростью падающего груза, а возложил эту задачу на автоматически действующий скоростной тормаз своей конструкции, который он пристроил с правой стороны муфты *B*—коробка *D* этого тормазы неподвижно укреплена к стойке ворота и служит второй опорой для втулки шестерни *C*. При опускании груза рабочий теперь сразу сильно нажимает на рукоятку в направлении 2, тогда выступы *e* совсем отстают от поверхности муфты *B* (следов. изнашиваться не будут), а муфта *B* в своем вращении будет находиться под контролем скоростного тормазы *).

*) Описание действия и расчет скоростного тормазы Беккера см. ниже на стр. 119—123.

Когда нужно остановить груз, рабочий должен отпустить рукоятку, и тогда выступы *e*, нажимаемые пружиной *h*, замкнут муфту и заставят ее остановиться. Так как при неосторожном резком тормажении возможны сильные удары, способные расколоть муфту *B*, то на нее снаружи в горячем состоянии нагнано стальное кольцо.



Черт. 124.

в. Безопасная рукоятка Вейдманна (Weidtmann) относится также к рукояткам этого же типа, но в ней тормаз представляет собою коническую муфту (черт. 124), одна половина которой, именно наружная, обращена в храповик, а другая соединена с шестерней первой передачи ворота. Конуса муфты нажимаются рукояткой, которая посажена на конце вала, снабженного в этом

месте винтовой прямоугольной нарезкой; чтобы рукоятку нельзя было слишком далеко отвернуть, она слева удерживается гаечкой, а справа она помощью особого хомута соединена со втулкой наружной левой половинки муфты.

Если вращать рукоятку по часовой стрелке, то вместе с ней будет вращаться в сторону поднимания груза коническая муфта и весь механизм ворота; если рукоятку остановить, то также остановится вся система, а если немного отклонить рукоятку в обратную сторону, при чем храповик и связанный с ним вал будут принуждены стоять неподвижно, то рукоятка и с ней вместе храповик по винтовой нарезке передвинутся влево, давление на поверхности конусов ослабнет и потому правая половинка муфты и с ней шестерня получат возможность вращаться под действием груза в сторону его опускания; более или менее повертывая рукоятку можно заставить груз опускаться с желаемой скоростью. Если рукоятку предоставить самой себе, то натяжением показанных на чертеже двух спиральных пружин она тотчас же будет притянута назад, — муфта опять замкнется и груз должен будет остановиться.

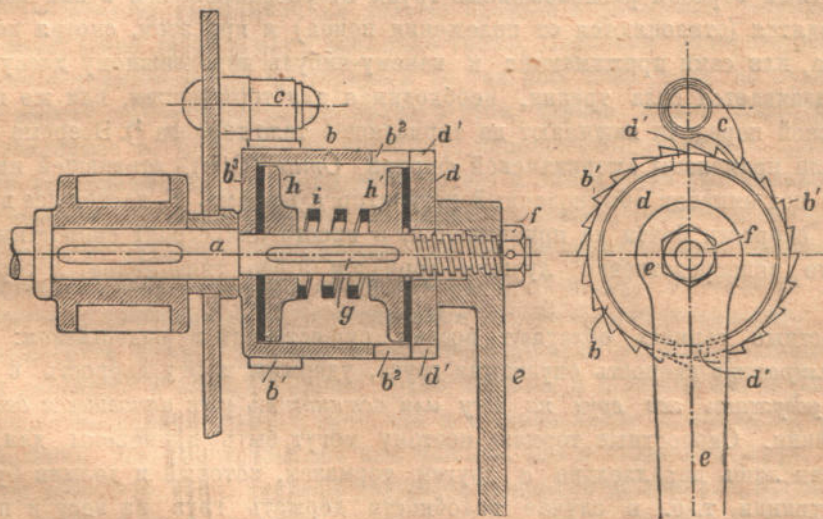
г. Безопасные рукоятки завода Больцани (Bolzani). Завод Больцани, специально строящий легкие ворота и блоки выработал несколько очень удобных конструкций безопасных рукояток. Одна из конструкций этого завода, относящаяся к рукояткам второго типа, представлена на табл. 9 в применении к блоку на 2 тонны.

Рукоятка, а в данном случае цепной блок (13), с особой вставной втулкой (12) сидит, как и в рукоятке Вейдманна, на винте, нарезанном на конце вала рукоятки. На том же валу на квадрате сидит плоская шайба (11), а между нею и втулкой блока свободно посажен храповик (9), так что комбинация деталей (11), (9) и (12) представляет собою не что иное, как пластинчатый тормаз. При вращении шкива (13) по часовой стрелке тормаз действием винта затягивается и все эти детали как одно целое вместе с валом вращаются в направлении, соответствующем под'ему груза. При вращении блока в обратную сторону тормаз размыкается шайба (11) освобождается и под действием груза вместе с валом (5) ворота также начинает вращаться в обратную сторону. Пока рабочий тянет за цепь и вращает блок (13) с такою же угловою скоростью, с какою вращается вал, груз будет продолжать опускаться со скоростью, соответствующей этой именно угловой скорости вращения блока (13); если же рабочий отпустит цепь или поведет ее медленнее, то вал начнет опережать блок, несколько при этом ввинтится во втулку (12) последнего, заставит вследствие этого блок пере-

двинуться по валу влево и нажать на пластинки. Таким образом тормаз опять замкнется и груз сам собою остановится.

Другая, так называемая, упругая безопасная рукоятка этого же завода (черт. 125, а также в атласе на табл. 11, фиг. 4 и 20) действует следующим образом.

На валу *a* рукоятки вольно вращается пустотелый барабан *b*; с одного конца *b*¹ он закрыт наглухо, а с другого — подвижной крышкой *d*, двумя выступами *d'* направляемой в соответствующих пазах *b*² барабана. На наружной поверхности барабана имеются зубцы храповика *b'*, а внутри его скрыты две обложенные кожей плоские шайбы *h* и *h'*, движущиеся вдоль по валу на шпонке *g* и распираемые спиральной пружиной *i*. Конец вала снабжен нарезкой и на нее навинчена рукоятка *e* (или блок), закрепляемая для безопасности гайкой *f*. При вращении рукоятки по часовой стрелке, что соответствует подъему груза, рукоятка по винту перемещается влево, заставляет также передвигаться влево крышку *d* и шайбу *h'* и сжимает пружину *i*. Когда эта пружина будет настолько сильно сжата, что вызванное ею упругостью давление на шайбы *h* и *h'* возбудит между кожей и стенками *b*³ и *d* момент трения больший, чем имеющийся на валу от действия груза крутящий момент, а также возникает достаточное трение между нарезками винта на валу и рукояткой, тогда дальнейшее сжатие пружины остановится и барабан *b* со всеми внутри него находящимися деталями и с валом начнет вращаться. Если рукоятку остановить, то остановится и груз, а если рукоятку вращать в обратную сторону, то барабан, удерживаемый собачкой *c*, будет стоять неподвижно и будет держать вал *a* до тех пор, пока рукоятка не отвернется настолько, что трение между



Черт. 125.

поверхностями *b*³ и *h* с одной стороны, и *b* и *h'* с другой — уже будет недостаточно, тогда шайбы *h* и *h'* под действием груза начнут вращаться, а груз опускаться. При остановке рукоятки немедленно же станет и весь механизм ворота, так как опять, как в предыдущей рукоятке, вращающийся вал заставит рукоятку замкнуть тормаз и остановить дальнейшее опускание груза. Этот второй тормаз Больдана работает весьма мягко, но пружина в нем должна быть достаточно сильная, чтобы выдержать возможные, довольно большие перегрузки при случайных толчках, если рабочий по неопытности слишком резко повернет рукоятку; поломка пружины повлечет за собою падение груза и может быть причиной серьезных несчастий.

II. Тормоза автоматические.

23. Характер действия автоматических тормозов. При современном состоянии машиностроения, побуждающего все более и более увеличивать подъемную силу кранов и скорости движения груза, главное затруднение представляет не требование быстрого

подъема груза (разрешаемое постановкой более сильного двигателя), а наоборот, надежное регулирование скорости опускания поднятого груза и верное управление машиной для остановки груза — быстро и на любой высоте.

Простой тормаз, управляемый рукой рабочего, способный соответственно величине нажимающего усилия изменять скорость опускания груза в довольно больших пределах и даже до полной остановки груза, на практике оказывается мало надежным, так как, благодаря недостаточной упругости частей тормоза, незначительные даже изменения в величине силы нажатия на рукоятку влекут за собой резкие колебания в эффекте торможения, а стало быть и в скорости движения груза. На этом основании давно уже появилось стремление заменить ручные тормоза автоматическими, т. е. такими, которые начинают действовать совершенно самостоятельно, помимо воли рабочего.

Автоматические тормоза по идее, на которой основано их действие, разделяются на две группы: 1) тормоза скоростные или центробежные и 2) тормоза, замыкающиеся при опускании груза.

Действие скоростного тормоза аналогично действию регулятора при паровой машине. Когда груз опускается, то все валы передач подъемного механизма вращаются в обратную сторону и это именно вращение утилизируется для приведения в действие тормоза, в котором при этом приводятся во вращение тяжелые грузы или нагруженные рычаги.

Известным образом расположенные грузы от развивающейся в них центробежной силы расходятся (отклоняются от положения покоя) и при этом, смотря по конструкции тормоза, или сами прижимаются к какому-нибудь неподвижному диску, на ободе которого развивается сила трения, необходимая для торможения, или же при посредстве рычажной передачи нажимают на тормозящее тело тормоза¹⁾. Впервые скоростные тормоза были применены американской фирмой *Otisc (Otis)*, ставившей на своих машинах для подъемников обыкновенный регулятор с шарами. В настоящее время такие регуляторы скорости почти не применяются, а вместо них строят скоростные тормоза, действующие непосредственно; лучшим тормозом этого типа является тормоз завода Беккера.

Скоростные тормоза обладают весьма существенным недостатком: они могут только *регулировать* скорость опускания груза, удерживать эту скорость в известных пределах, *удержать же груз на весу или остановить уже начавшееся движение* они не в состоянии. Скоростные тормоза поэтому могут быть применены для грузоподъемных машин лишь параллельно с другим тормозом, который и должен будет исполнять эти функции, т. е. в случае надобности держать груз на весу и производить остановку груза на требуемой высоте; возможно, конечно, не строить два отдельных тормоза, а скомбинировать оба тормоза в одном общем механизме. Описанная выше безопасная рукоятка Беккера представляет как раз подобный пример соединения в одно целое двух тормозов, исполняющих каждый свое специальное назначение.

Автоматические тормоза второй группы, замыкающиеся при опускании груза, указанным недостатком не обладают: как только прекращается действие рабочего или двигателя, поднимающего груз, и последний начинает вращать механизм ворота в обратную сторону, тотчас же тормоз замыкается и самостоятельное опускание груза становится невозможным; чтобы груз опустить, нужно к машине извне приложить некоторое усилие, т. е. затратить известную работу. Тормоза этой группы большей частью строятся в виде муфт трения (конических, дисковых или пластинчатых, в ком-

¹⁾ Есть еще скоростные тормоза — лопастные или крыльчатые, в которых быстро-вращающиеся крылья или лопасти встречают сопротивление какой-либо среды (воздух, вода) и соответственно этому регулируют скорость опускания груза; но они могут работать лишь при большом числе оборотов тормозного вала и сравнительно слабы и потому их применение для грузоподъемных машин очень ограничено.

бинации с храповиком и нажимаются осевым давлением, которое возбуждается на валу или в какой-нибудь детали механизма ворота под влиянием стремления груза вращать механизм в сторону опускания груза. По своему действию при опускании груза тормазы этой группы могут быть двух различных типов.

1) Рабочие поверхности тормазы в течение всего периода опускания груза не размыкаются, а остаются плотно прижатыми одни к другим — тормазы *неразмыкаемые* при опускании груза или нажимаемые действием поднятого груза. Чтобы опустить груз, рабочий принужден преодолеть сопротивление трения на этих поверхностях и заставить подвижную половину тормазы вращаться, в то время, как неподвижная половина, плотно к ней прижатая, удерживается собачкой и потому повернуться не может.

2) Рабочие поверхности тормазы во время опускания груза усилием рабочего или двигателя в течение весьма коротких промежутков времени размыкаются — тормазы *размыкаемые* при опускании груза. Рабочий или двигатель вращает механизм ворота в сторону, соответствующую опусканию груза, и размыкает тормаз, тогда та половина тормазы, которая до этого времени удерживалась от вращения сопротивлением трения на ее рабочей поверхности, освобождается и под влиянием крутящего момента от груза начинает свободно вращаться. Пока она вращается медленнее или с тою же скоростью, как сопряженная с ней другая половина тормазы, которую ведет двигатель, до тех пор груз падает свободно, но лишь только груз в своем нисходящем движении заставит связанную с ним половину тормазы вращаться быстрее другой, ведомой двигателем, как тотчас же должно произойти замыкание тормазы и, следовательно, замедление дальнейшего движения груза. Подобное попеременное размыкание и замыкание тормазы будет повторяться до тех пор, пока груз не будет спущен на нужную высоту, так что движение груза в этом случае может быть рассматриваемо как составленное из ряда весьма коротких, непрерывно следующих один за другими, периодов ускорений (свободное падение груза) и замедлений (тормажение груза).

В воротах, снабженных автоматическими тормазы, *неразмыкаемыми* при опускании груза, много сравнительно работы тратится на принужденное вращение нагруженной половины тормазы, но зато двигатель работает и груз опускается более плавно. В воротах же, снабженных автоматическими *размыкаемыми* тормазы, наоборот, для опускания груза нужно затрачивать сравнительно мало работы, но взамен этого приходится считаться с неравномерным ходом машины и с неровным, порывистым движением груза. Происходит это от того, что в течение всего движения все время меняются сопротивления, которые встречают как машина, так и падающий груз, а кроме того еще и от того, что часто заедают трущиеся поверхности тормазы, когда они на ходу с силою ударяют одна об другую.

При назначении конструктивных размеров замыкающихся тормазов нужно обращать особенное внимание на *размеры* и на *хорошую смазку* трущихся поверхностей а затем на возможность выделения тормазом развивающегося от силы трения тепла, в противном случае трущиеся поверхности тормазы будут быстро портиться и заедать. Во избежание этого необходимо не только стараться возможно понижать напряжения изнашивания и скорость между трущимися поверхностями тормазы, но и делать проверочный расчет тормазы на нагревание. Скорость скольжения на трущихся поверхностях тормазы допускают не более 10—12 *mt* в 1 секунду.

24. Скоростной тормаз Беккера. Устройство тормазы *Беккера* основано на действии центробежной силы, развиваемой во вращающихся тяжелых массах, отклоняющихся при известной скорости из своего нормального положения и прижимающихся при этом к неподвижному диску; вызываемое при этом трение задерживает вращение этих масс и таким образом регулирует скорость вращения тормазного вала, а вместе с ним и опускающегося груза. Действие тормазы следующее:

На одном из более быстро вращающихся валов орота — обыкновенно на валу рукоятки, на шпонке посажен диск A (черт. 126). В этом диске вделаны три шипа i , на которые насажены три тяжелые массы B , изогнутые криволинейно, чтобы удобнее было уместить их внутри неподвижной цилиндрической коробки E , укрепленной к стойке ворота болтами h , и чтобы центр тяжести o каждой массы был возможно удален как от центра вала, так и от своей оси вращения i *). Недалеко от этой оси вращения i каждая масса снабжена выступом s , которым она при наибольшем своем отклонении касается внутренней поверхности коробки E , а с другого конца все три массы помощью тяг e и кольца q кинематически связаны в одну общую систему. Если бы этой связи не было, то каждая масса качалась бы на своей оси независимо от двух других, теперь же они все три должны двигаться согласно; кроме того, таким способом оказалась возможным устранить влияние на отклонения масс B сил тяжести как самих масс, так и тяг e , ибо общий центр тяжести всей подвижной системы (кольцо q , массы B , и тяги e) при всевозможных отклонениях масс B всегда будет находиться в центре тормазного вала.

Для того, чтобы грузы B не все время терлись своим выступом s о внутреннюю поверхность коробки E , внутри кольца q вложена спиральная пружина, натяжение которой можно вывернуть на известную скорость, начиная с которой массы B , отклоняемые при вращении вала центробежной силой C , начнут прижиматься выступом s к внутренней поверхности коробки E и начнут тормазить движение, задерживая вращение диска A . По мере увеличения скорости вращения диска A центробежная сила C , и нажатие N на выступы s , также будут увеличиваться и может наступить момент, когда сопротивления сил трения $N \cdot f$, на окружности коробки E прекратят дальнейшее возрастание скорости вращения диска A , — тогда дальше тормазной вал уже должен будет вращаться равномерно, а груз опускаться также равномерно, с предельной назначенной для него скоростью.

Примем обозначения черт. 126 и кроме того пусть:

N — давление выступа s каждой массы B на коробку E при наибольшей скорости вращения тормазного вала, когда наступило равномерное движение (на черт. 126 показана сила реакции со стороны коробки, равная N , но направленная в обратную сторону);

f — коэфф-т трения выступа s о поверхность коробки ($F = N \cdot f$);

K — сила, вызываемая в каждой тяге e действием спиральной пружины внутри кольца q в момент, когда массы B отклонятся от положения покоя в свое крайнее, рабочее положение;

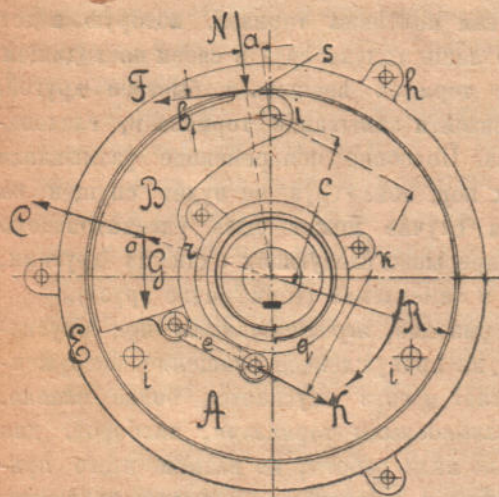
G — вес каждой массы;

r — расстояние центра тяжести каждой массы от центра вала при наибольшем отклонении их от центра;

n — наибольшее допускаемое число оборотов тормазного вала, соответствующее предельной скорости опускания груза;

g — ускорение силы тяжести;

*) Чтобы не затемнять чертежа, на черт. 126 представлена только одна масса.



Черт. 126.

C —центробежная сила одной массы в момент наибольшего отклонения ее от положения покоя, т. е. в рабочем ее положении.

При правильной точной сборке механизма тормоза можно считать, что все три массы B действуют с одинаковой силой и потому поглощают каждая одну треть полного крутящего момента на тормазном валу; если $M_{(t)} = P \cdot R$ крутящий момент на тормазном валу, то при установившемся равномерном вращении тормазного вала и диска A должно существовать равенство

$$P = \frac{M_{(t)}}{R} = 3 F \text{ или } F = N \cdot f = \frac{P}{3} = \frac{1}{3} \cdot \frac{M_{(t)}}{R}.$$

Напишем теперь равенство моментов для массы B относительно оси ее вращения i , но предварительно условимся относительно направления вращения диска A , так как в зависимости от этого должна быть направлена сила трения $N \cdot f$, действующая на массу B . Обращаем внимание, что в рабочий период, т. е. при опускании груза, вал тормоза должен вращаться как показано на черт. 126, т. е. так, чтобы сила $N \cdot f$ на массе B стремилась приблизить эту массу к центру вала, противодействуя центробежной силе C , так как только в этом случае тормаз будет работать правильно и тормозить хотя и сильно, но плавно. При обратном направлении вращения сила $N \cdot f$ будет помогать силе C , результатом чего получится очень резкое торможение, защемление масс B и остановки движения, сопровождаемые опасными для тормоза и механизма ворота ударами. Можно указать еще другой признак:—нужно, чтобы во время работы торможения выступ s груза B следовал за осью вращения i груза, а не опережал бы ее; т. к. во втором случае он будет засать на поверхности шкива и потому работать порывисто.

Установив таким образом направление вращения тормазного вала, как показано на черт. 126, можно написать для груза B уравнение моментов действующих на него сил относительно центра i

$$C \cdot c = N \cdot a + N \cdot f \cdot b + K \cdot k = N \cdot f \cdot \left(\frac{a}{f} + b \right) + K \cdot k \dots (56),$$

$$C = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot r = \frac{\pi^2}{30^2 \cdot g} \cdot G \cdot n^2 \cdot r.$$

Вставив выражение для центробежной силы в предыдущее уравнение, заменив также силу трения ее величиной по крутящему моменту, и определяя затем вес G одной массы, получим

$$G = \frac{30^2 \cdot g}{n^2 \cdot r \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{M_{(t)}}{3 R} \cdot \left(\frac{a}{f \cdot c} + \frac{b}{c} \right) + K \cdot \frac{k}{c} \right],$$

или приближенно, но достаточно точно

$$G = \frac{900\,000}{n^2 \cdot r} \left[\frac{M_{(t)}}{3 R} \cdot \left(\frac{a}{f \cdot c} + \frac{b}{c} \right) + K \cdot \frac{k}{c} \right] \dots (57).$$

Для расчета тормоза на заданные условия нет необходимости знать все размеры a, b, c, k ; для первого приближения достаточно на основании какого-либо эскиза тормоза задаться радиусом R и отношениями $a:c, b:c$ и $k:c$. Вычислив G , необходимо попробовать уместить 3 груза вычисленного веса в заданной себе коробке и в случае какого-либо изменения проделать расчет вторично, введя в него уже действительные, оказавшиеся по чертежу размеры. Очень хорошие результаты получаются, если принять $a=b$; $a/c=b/c=1/8$ до $1/12$; $k/c=3/2$; натяжение пружины, т. е. $3 K=15$ до 21 kg ; число оборотов вала тормоза $n \leq 150$ в минуту.

Пример. Вычислить вес грузов в тормозе Беккера для вала, делающего $n=150$ об. в минуту и нагруженного крутящим моментом $M_{(t)}=15\,000 \text{ kgmm}$, причем натяжение пружины внутри кольца q должно быть $3 K=21 \text{ kg}$?

Задаемся $R = 200 \text{ mm}$; $r = 150 \text{ mm}$; $a = b = 0,1 \text{ c}$; $k = 1,5 \text{ c}$; $f = 0,1$; тогда, вставляя все эти величины в ур. 57, получим

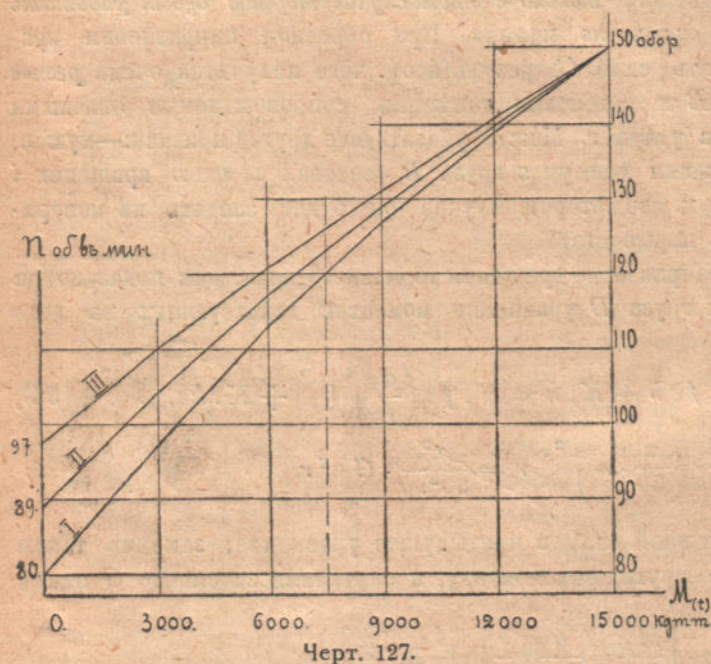
$$G = \frac{900\,000}{150^2 \cdot 150} \cdot \left[\frac{15\,000}{3.200} \cdot (1 + 0,1) + 7 \cdot 1,5 \right] \approx 10,1 \text{ kg},$$

вес каждого груза, который при достаточной глубине коробки осуществить вполне возможно.

Так как скоростной тормаз Беккера рассчитан так, чтобы он мог опускать наибольший допускаемый для данной машины груз с предельной назначенной для него скоростью и так как момент трения, вызываемый центробежной силой вращающихся масс B , должен уравновешивать вызываемый этим грузом крутящий момент на тормазном валу, то ясно, что тот же самый тормаз будет опускать все более легкие грузы, каждый — со своей определенной скоростью, и при том *медленнее*; вычисленный выше тормаз при половинном крутящем моменте на тормазном валу ($7\,500 \text{ kgmm}$) позволит этому валу при опускании вращаться лишь со скоростью в 120 об. в минуту.

Можно несколько повысить число оборотов тормазов для малых грузов, выбрав более тугую пружину в кольце q , чтобы она дольше не позволяла массам B прикоснуться

своим выступом z к поверхности коробки, при чем придется, конечно, поставить и более тяжелые массы B ; но это только отчасти исправить указанное неудобство, устранить же его не может, — не говоря уже о том, что слишком нагружать спиральную пружину тоже неудобно, так как нежелательно делать ее слишком толстой. Нами сделаны параллельные подсчеты веса одной массы B и числа оборотов при различных крутящих моментах для трех тормазов: одного — данного выше в числовом примере, а других — с теми же



Черт. 127.

относительными размерами, но при силе пружины $3 K = 30 \text{ kg}$ и $3 K = 40 \text{ kg}$; результаты подсчета указаны в нижеследующей табличке, а также в виде диаграммы на черт. 127.

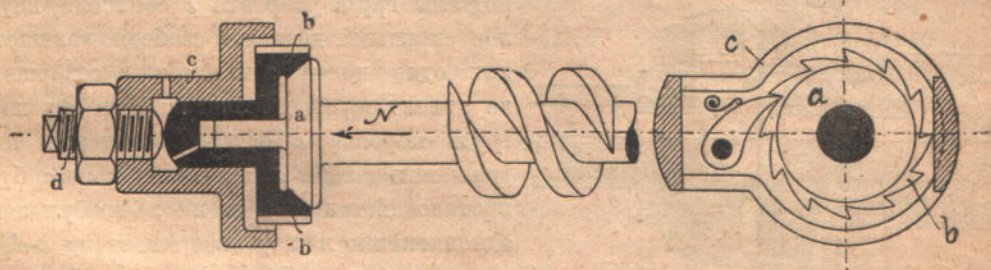
Тормаз №	I	II	III
Сила пружины $3 K =$	21	30	40 kg.
Вес одной массы $G =$	10,1	11,3	12,7 kg,
При $M_{(v)} = 15\,000 \text{ kgmm}$, $n_{max} = 150$	150	150	150 об.
" $= 12\,000$ "	139	140	141 "
" $= 9\,000$ "	127	129	131,5 "
" $= 6\,000$ "	113	117	121 "
" $= 3\,000$ "	97	104	110 "
" $= 0$ "	30	89	97 "

В виду способности тормазов Беккера сильно замедлять скорость опускания малых грузов, его избегают ставить на кранах, работающих под переменной нагрузкой, чтобы не терять напрасно слишком много времени; чаще всего тормазы Беккера снабжаются машины и клетки подъемников, на кранах же эти тормазы ставят лишь при большой высоте подъема; установка этих тормазов в небольших кранах хотя иногда и делается, но практического смысла не имеет.

В Атласе имеются чертежи скоростных тормазов Беккера: на табл. 6, фиг. 18—25, построенный при 200 оборотах в минуту для 1,5 тонного ворота, и на табл. 10 для ворота на 200 kg.

25. Замыкающиеся тормазы, неразмыкаемые при опускании груза, называемые также тормазами, *нажимаемыми действием поднятого груза*, пользуются большим распространением и главным образом применяются для уютных легких ручных ворот с червячной передачей на небольшую сравнительно подъемную силу, которые в практике в виду внешнего сходства их с блоками также принято называть блоками. Лет 30 приблизительно тому назад, тот же Беккер, имя которого уже несколько раз упоминалось выше, выпустил в продажу блок с червячной передачей, с большим углом наклона нарезки, снабженный автоматически действующим коническим тормазом; в этом тормазе нажатие конусов производилось тем давлением, которое в червячной передаче действует вдоль по оси червячного вала. Блоки Беккера, в противоположность бывшим в то время в употреблении блокам Вестона, Ида, Мура и пр., обладали очень высоким коефф-том полезного действия, и так как они были очень просты по конструкции, легки и притом надежны в работе, то вскоре вызвали всеобщее подражание. В настоящее время имеется ряд блоков, построенных по той же основной идее Беккера, но в несколько измененной конструктивной форме; тормазы в этих блоках все нажимаются осевым давлением на червячном валу, имеют вид муфт трения в комбинации с храповиком и отличаются главным образом формой трущихся тел — конус, плоские тарелки, распирающиеся плоские или конические кольца и пр.

Так как тормазы „типа Беккера“ очень просты по своему действию и весьма близки между собою по своему устройству, то в нижеследующем дано краткое описание лишь наиболее типичных тормазов этой группы — конического (Беккера), пластинчатого (Людерса) и с распирающимся кольцом (Больцани).

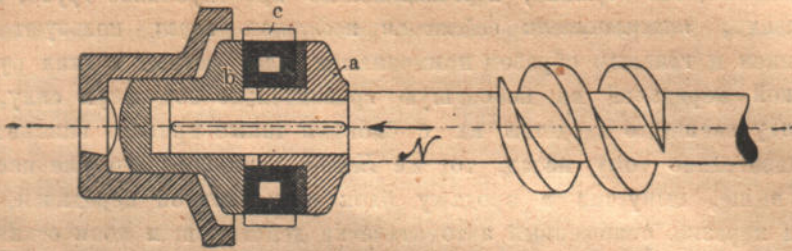


Черт. 128.

а. Тормаз Беккера (черт. 128). В одно целое с червячным валом соединен конус *a* упирающийся в соответствующий ему другой конус *b*, на внешней поверхности которого нарезаны зубцы храповика; конец вала и наружный конус *b* покоятся в опоре *c* блока, в которой также еще укреплена ось для собачки; при подеме груза вал и оба конуса вращаются свободно, не задерживаемые собачкой. Обратное вращение вала невозможно, потому что конус *b* удерживается собачкой, упирающейся в зубцы храповика, а конус *a* не может повернуться относительно *b*, так как тормаз замкнут силой *N* по оси червячного вала, постоянно плотно прижимающей конус *a* к конусу *b*. Чтобы опустить груз, нужно к валу извне приложить момент — достаточный, чтобы преодолеть сопротивление трения на поверхности конусов *a* и *b* и трение в механизме блока, при чем усилию рабочего будет помогать сам груз, так как под действием груза червячное колесо постоянно стремится вращать червячный вал в сторону, соответствующую опусканию груза.

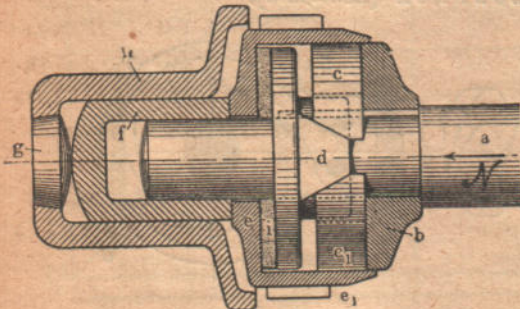
б. Тормаз Людерса (Lüders). В тормазе Людерса (черт. 129) конический тормаз заменен пластинчатым. На конце вала на общей шпонке посажены две плоские тарелки *a* и *b*; между ними вольно помещен храповик *c*, изготовленный из бронзы. При опускании

груза шайбы a и b должны вместе вращаться относительно этого храповика, остающегося неподвижным, поэтому сопротивление трения будет возникать одновременно на двух поверхностях ($a-c$ и $b-c$). Для более мягкой работы тормоза к шайбе a прикреплена кожаная подкладка.



Черт. 129.

в. Тормаз Бельцани. На конце червячного вала a (черт. 130) на шпонке посажены две плоские шайбы b и d , из которых вторая снабжена двумя клиновидными выступами, расположенными диаметрально один против другого; между шайбами вложено плоское кольцо, разрезанное на две части c и c_1 , и у каждой половинки концы скошены и плотно пригнаны к клиновидным выступам шайбы d . Все описанные детали составляют подвижную часть тормоза (при опускании); неподвижной будет коробка e , снабженная на своей внешней поверхности зубцами e_1 (храповик). Благодаря давлению силы N , вдоль по оси червячного вала, шайба b нажимает на оба полукруга c и c_1 , те передают это давление на выступы шайбы d и плотно прижимают ее к задней стенке коробки e ; сами они при этом раздвигаются действием клиновидных выступов шайбы d и в свою очередь тоже плотно прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности той же коробки e . Во время подъема груза коробка e со всеми внутри нее скрытыми деталями свободно вращается, как одно целое с валом a , и совершенно не препятствует движению. При опускании груза коробка e останавливается и тогда вращению шайбы d и половинок c и c_1 будет противодействовать трение, возбуждаемое одновременно между поверхностями $e-d$, $e-c$ и $e-c_1$; между шайбой d и задней стенкой коробки e здесь для более мягкого действия тормоза также проложена кожаная прокладка i .



Черт. 130.

Расчет какого-либо тормоза этого типа производится по следующей схеме, при чем предполагается, что червячная передача уже рассчитана и главные конструктивные размеры ее уже известны.

- 1) Определяют окружное усилие на червячном колесе; оно же и будет давление N по оси червячного вала;
- 2) вычисляют крутящий момент на червячном валу при опускании груза (считая груз Q ведущим), причем принимают во внимание все потери в механизме от вала барабана или звездочки до червячного вала, оставляя пока без рассмотрения лишь трение в частях тормоза;
- 3) приблизительно задаются диаметром тормозного храповика, внутри его размещают все необходимые элементы, смотря по конструкции тормоза, и затем вычисляют сопротивления трения в самом тормозе; в тормозе пластинчатом и коническом радиус тормоза прямо получают из расчета, составив ур. моментов для червячного вала.

Тормаз должен быть замкнутый, но не слишком сильно, так как в противном случае рабочему для опускания груза надо будет прилагать слишком большое усилие, что, конечно, не рационально.

Трущиеся рабочие поверхности должны быть подсчитаны на изнашивание, как в муфтах, а при большой скорости и редких остановках также и на нагревание.

26. Замыкающиеся тормаз, размыкаемые при опускании груза основаны на том же принципе, как и ранее описанные вращающиеся при опускании груза безопасные рукоятки (*Большани*): чтобы опустить груз, рабочий или двигатель вращает вал машины в обратную сторону и при этом заставляет какую-либо деталь (обыкновенно первую шестерню передачи), посаженную на валу на винтовой нарезке, переместиться поступательно вдоль по валу; перемещаясь таким образом эта деталь размыкает тормаз и потому весь механизм ворота начинает вращаться в сторону, соответствующую опусканию груза. Начавшееся движение, однако, приводит во вращение и самую размыкающую деталь—сначала она вращается медленнее вала, на котором она сидит, затем, по мере опускания груза, скорость ее постепенно увеличивается, она „догоняет“ и „перегоняет“ вал, который в течение всего этого времени продолжает вращаться (усилием двигателя), в том же направлении,—благодаря этому перемещается вдоль по винту уже в обратном направлении и опять начинает затягивать тормаз. Когда действием тормазы скорость опускания груза будет несколько уменьшена, размыкающая деталь вновь передвинется по винту в сторону размыкания тормазы—движение груза опять ускорится... и т. д., в продолжение всего нисходящего движения груза будет происходить подобная „игра“ тормазы.

Огличительным признаком, по которому можно различать те и другие механизмы, служат те детали, на которые действует усилие рабочего и способ, каким производится замыкание тормазы: в безопасных рукоятках сама рукоятка рукой рабочего перемещается по валу и замыкает тормаз, а в тормазы рабочий приводит в движение первый вал ворота, прочно укрепленный в опорах ворота, а замыкание тормазы производится действием груза в большинстве случаев на шестерню первой зубчатой передачи. До настоящего времени однако, нет точно установленного разделения этих двух типов тормазов и, напр., описанная выше вторая, упругая рукоятка *Большани* одними авторами относится к рукояткам, в то время, как другие ее называют замыкающимися, но размыкаемым при опускании груза тормазом.

Число различных конструкций тормазов рассматриваемой группы очень велико, поэтому мы ниже опишем лишь несколько наиболее простых типов как для ручной работы, так и для работы от двигателя.

а. Тормаз Мора (Mohr & Federhaff in Mannheim) отличается отсутствием в его механизме храповика и действует с одинаковою силою независимо от направления вращения тормазного вала. На первом валу ворота (табл. 11, фиг. 5—6) с достаточно широкими боковыми зазорами для шпонок *f* и *e* посажены две шайбы *B* и *C*; шайба *B* опирается в торцевую поверхность коробки *A* (кожаная прокладка должна увеличить трение шайбы), а шайба *C* отлита в одно целое с шестерней зубчатой передачи ворота (как на фиг. 5) или, при небольших грузах, прямо со звездочкой. На взаимно обращенных друг к другу поверхностях втулок шайб *B* и *C* вырезаны соответствующие две пары выступов и углублений *c* и *c*, боковые грани которых скошены по двум обратно направленным винтовым поверхностям *a* и *a* (левая нарезка) и *b* и *b* (правая нарезка).

При вращении вала *O* для подема груза он сначала поварачивается один на величину бокового зазора в шпонках обеих шайб *B* и *C*, а затем захватывает обе шайбы вместе и приводит во вращение механизм ворота. При остановке шайба *B*, задерживаемая трением о поверхность *A*, останавливается, а шайба *C* под действием груза начнет вращаться одна (безразлично, в какую сторону); при этом она будет надвигаться на боковые поверхности выступов *c*, благодаря чему обе шайбы раздвинутся и плотно прижмутся своими торцевыми поверхностями к стенкам коробки *A*. Боковой зазор между шпонками *e* и *f* и втулками обеих шайб должен быть достаточно велик, чтобы не мешать нужному повороту шайб относительно вала. Для того, чтобы

опустить груз, рабочий должен вращать вал в ту же сторону, куда под действием груза стремится вращаться шайба *C*, повернуть при этом сначала шайбу *B*, которая несколько отстала от шайбы *C* (вследствие этого зазор шпонок у *B* меньше, чем у *C*), и таким образом разомкнуть тормаз. В видах смягчения толчков, могущих произойти, когда тормаз под действием опускающегося груза на ходу с силой будет замыкаться, коробка *A* при помощи четырех спиральных пружин, подложенных под гайки скрепляющих ее болтов, сделана податливой. Тормаз Мора, известный также под названием безопасной рукоятки, отличается плавной работой, вполне надежен и, как уже указано выше, может работать в обе стороны. Последнее качество делает этот тормаз особенно ценным для ворот домовых пассажирских и грузовых подъемников, обычно снабжаемых для облегчения работы двигателя тяжелыми противовесами, так что в зависимости от нагрузки клетки вал ворота может нагружаться попеременно в ту и другую сторону. Тормаз Мора одинаково применим как для ручной работы, так и для работы двигателем.

6. Тормаз *Вестона* (*Weston*) также действует при вращении тормазного вала в любую сторону и снабжен двумя храповиками, зубцы которых направлены в обратные стороны. На тормазном валу (табл. 7, фиг. 4—5) на винтовой нарезке посажена зубчатая шестерня (или звездочка—фиг. 6 и 7) передачи ворота; по обе стороны от нее на том же валу имеются два храповика и затем два установительных кольца. Если требуется, чтобы ворот работал только в одном направлении, то собственно нужен только один храповик, другой храповик в этом случае становится излишним; при обратной нагрузке ворота, наоборот, все время будет работать этот второй храповик, а первый будет бездействовать.

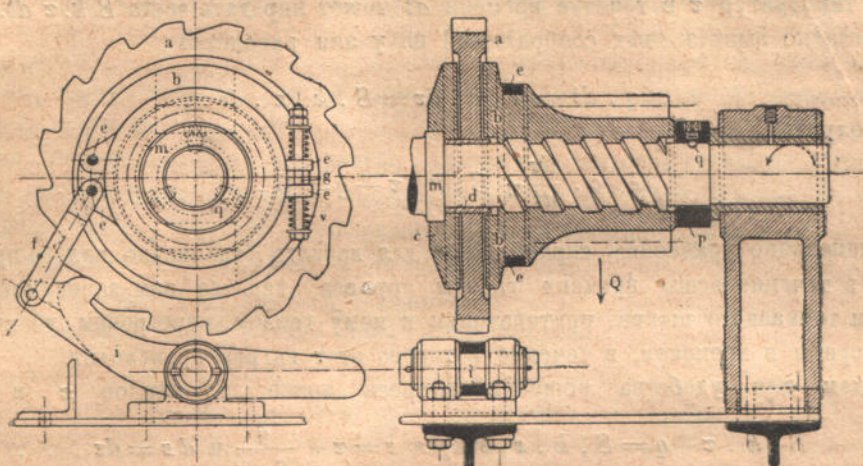
Предположим, что шестерня стремится повернуться под действием груза по часовой стрелке, если смотреть на тормаз со стороны цепного блока, тогда при спокойно стоящем тормазном валу она по винту будет стремиться передвинуться вправо. При этом она нарезкою винта с силою прижмется к правому храповику и будет стремиться повернуть его с собою также по часовой стрелке, но так как такому вращению правого храповика препятствует собачка (см. фиг. 5), то храповик удержит шестерню от дальнейшего вращения и груз останется висеть в покое. Чтобы опустить груз, рабочий должен вращать вал также по часовой стрелке, тогда винт ввернется во втулку стоящего неподвижно зубчатого колеса, отодвинет его от правого храповика влево и разомкнет тормаз—груз начнет опускаться. Опускаясь, он будет вращать шестерню по часовой стрелке, и как только скорость вращения ее делается больше скорости вращения вала, она опять продвинется вправо и замкнет тормаз.

Если действием груза шестерня вращается против часовой стрелки, то она всегда находится прижатой к левому храповику, зубцы которого должны быть направлены в обратную сторону и не позволять ему вращаться в этом направлении.

а. Тормаз для электрических кранов *Бенратского завода* (*Benrather Maschinenfabrik*). На валу мотора между накрепко с валом соединенной шайбой *c* и шайбой *b*, отлитой в одно целое с зубчатой шестерней передачи ворота, вольно посажен храповик *a*, который собачкой *i* удерживается от вращения по часовой стрелке, т. е. именно в том направлении, которое соответствует опусканию груза; ход шайбы *b* по винту вправо ограничивается установительным кольцом *p*.

Во время покоя мотора шестерня и шайба *b* стремятся вращаться по часовой стрелке, поэтому она по винту на валу имеет стремление сдвинуться влево, плотно при этом прижимается к неподвижно стоящему храповику *a*, которым и удерживается от вращения в указанном направлении. При опускании груза мотор вращается по часовой стрелке; вал ввинчивается в неподвижно стоящую шайбу *b*, отодвигает ее вправо и размыкает тормаз—груз начинает опускаться, при чем шайба *b* начинает также вращаться по часовой стрелке. Как только скорость ее вращения будет больше ско-

рости вала, тормаз опять замкнется и груз остановится. При под'еме груза мотор вращает вал против часовой стрелки, поэтому вся система деталей—шайбы c и b и храповик a —свободно вращаются как одно целое; колечко e при этом помощью тяги f



Черт. 131.

отводит собачку i от зубцов храповика и благодаря этому под'ем груза совершается без неприятного шума собачки.

27. Нагревание тормазов во время работы. При работе грузопод'емной машины приходится большей частью не только *поднимать* грузы, но и *опускать* их. Во время периода опускания груза машиной вся работа, производимая грузом, должна быть поглощена внутренними сопротивлениями под'емного механизма и его тормазом; участие механизма машины в этом процессе весьма незначительно, поэтому главная работа торможения всегда выпадает на долю тормазы. Когда тормаз посажен на барабанном валу, то принято считать, что тормаз поглощает *всю работу* опускания груза, т.-е. $L = Q \cdot h$, а если он посажен на валу двигателя, то иногда считают, что тормаз должен поглотить лишь около 75% всей работы, а остальную часть поглощает сам механизм ворота. Можно рекомендовать принять эту пропорцию для предварительных соображений, при окончательной же проверке тормазы и его деталей в воротах с быстрыми движениями надлежит принять во внимание коэфф. полезного действия механизма ворота, для обратного хода от груза до тормазы. Вся поглощенная тормазом работа опускающегося груза (условимся далее для простоты считать *всю эту работу*) или что то-же, вся работа трения тормазы, превращается в нем в тепло, и все это тепло тормаз должен успеть своевременно передать в окружающую среду, в противном случае тормаз слишком сильно нагреется, что может быть опасным для работы всей машины. Рассмотрим этот процесс ближе и обозначим:

G —вес тормазного шкива в килогр.,

S —полную боковую поверхность тормазного шкива в кв. метрах,

t —избыточную, сверх окружающей среды, температуру тормазного шкива в градусах Цельсия,

c —теплоемкость металла тормазного шкива в калориях,

k —коэфф. теплопередачи поверхности тормазного шкива в окружающую среду, в калориях, в единицу времени, на 1 кв. метр поверхности и $1^\circ C$ разности температур.

Пусть в единицу времени на поверхности тормазного шкива освобождается q калорий тепла, тогда в течение бесконечно малого промежутка времени dt освободится всего $q \cdot dt$, калорий тепла. Предположим для надежности расчета, что колодки, лента и пр. не участвуют в поглощении и рассеянии в окружающую среду этого тепла и возложим всю эту задачу на один только тормазный шкив, тогда под влиянием этого тепла температура t шкива получит некоторое приращение, причем металл шкива

поглотит известную долю освободившегося на его поверхности тепла, и именно количество $G \cdot c \cdot d\tau$ калорий. Все остальное количество тепла должно быть удалено поверхностью шкива путем теплопередачи в окружающую среду; так как поверхность S при разности температур τ в течение времени dt может передать всего $S \cdot k \cdot \tau \cdot dt$ калорий, то мы согласно высказанных соображений получаем равенство

$$q \cdot dt - G \cdot c \cdot d\tau = S \cdot k \cdot \tau \cdot dt,$$

откуда получаем

$$G \cdot c \cdot \frac{d\tau}{dt} + S \cdot k \cdot \tau - q = 0 \dots \dots \dots (58),$$

дифференциальное уравнение, справедливое для всякого бесконечно малого промежутка времени, в течение всего времени работы тормоза, дающее нам зависимость между размерами тормозного шкива, притекающим к нему теплом, перегревом его выше окружающей среды и временем, в течение которого этот нагрев происходит.

Введем для удобства решения вопроса новое переменное z и положим

$$S \cdot k \cdot \tau - q = S \cdot k \cdot z, \text{ откуда } z = \tau - \frac{q}{S \cdot k} \text{ и } dz = d\tau \dots \dots \dots (59),$$

тогда мы вместо ур. 58 получим уравнение

или
$$G \cdot c \cdot \frac{dz}{dt} + S \cdot k \cdot z = 0$$

$$dt = - \frac{G \cdot c}{S \cdot k} \cdot \frac{dz}{z} \dots \dots \dots (60).$$

Проинтегрируем это уравнение в пределах от 0 до t и соответственно от z_0 до z_1 ,

$$\int_0^t dt = - \int_{z_0}^{z_1} \frac{G \cdot c}{S \cdot k} \cdot \frac{dz}{z},$$

тогда мы получим

$$t = \frac{G \cdot c}{S \cdot k} \cdot \lg n \frac{z_0}{z_1}.$$

Примем для начального момента $\tau_0 = 0$, тогда мы на основании уравнения 59 будем иметь $z_0 = -q/S \cdot k$ и $z_1 = \tau - q/S \cdot k$; окончательно время t , в которое тормозной шкив нагреется на t° выше окружающей среды на основании этих соотношений определится уравнением

$$t = \frac{G \cdot c}{S \cdot k} \cdot \lg n \frac{q}{q - S \cdot k \cdot \tau} \dots \dots \dots (61).$$

В полученном уравнении можно сделать некоторые преобразования и тогда можно получить для определения t несколько более удобное выражение: на основании ур. 61 мы можем написать сначала

$$\lg n \frac{q}{q - S \cdot k \cdot \tau} = \frac{S \cdot k \cdot t}{G \cdot c}, \text{ затем } e^{\frac{S \cdot k \cdot t}{G \cdot c}} = \frac{q}{q - S \cdot k \cdot \tau} \dots \dots \dots (62)$$

Прологарифмируем ур. 62 в десятичной системе, тогда мы получим

$$\frac{S \cdot k \cdot t}{G \cdot c} \cdot \text{Log}_{10} e = \text{Log}_{10} \frac{q}{q - S \cdot k \cdot \tau},$$

откуда, зная что $1 : \text{Log}_{10} e = 2,3$, находим

$$t = 2,3 \cdot \frac{G \cdot c}{S \cdot k} \cdot \text{Log}_{10} \frac{q}{q - S \cdot k \cdot \tau} \text{ секунд} \dots \dots \dots (61, a)$$

Если мы решим ур. 62 относительно τ , то мы найдем

$$\tau = \frac{q}{q - S \cdot k} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{S \cdot k \cdot t}{G \cdot c}} \right) \text{ градусов } C. \quad (63).$$

уравнение, определяющее перегрев тормазного шкива по истечении времени t непрерывной работы тормазы.

При установившейся температуре τ выше окружающей среды $d\tau/dt = 0$, следовательно на основании основного нашего ур. 58 мы получаем условие $S \cdot k \cdot \tau - q = 0$, выражающее мысль, что все освобождающееся на тормазе тепло q его поверхностью полностью должно быть передано в окружающую среду.

На основании этого условия определяются:

а) необходимая величина поверхности тормазы

$$S \geq \frac{q}{k \cdot \tau} \text{ кв. метров} \quad (64),$$

для того, чтобы все тепло q при заданном наперед перегреве τ действительно могло быть ею передано в окружающую среду, или

б) та избыточная над окружающей средой температура

$$\tau = \frac{q}{S \cdot k} \text{ градусов } C. \quad (65),$$

при которой для заданных q и S во время работы тормазы установится тепловое равновесие тормазного шкива—дальше нагреваться он уже более не будет.

На основании опытных данных можно принимать, что при разности температур металла и окружающей среды в $1^\circ C$ каждый квадратный метр гладкой металлической поверхности способен передать в окружающую среду $k = 13$ калорий в 1 час; если нагретое тело при этом не находится в покое, а оживлено некоторой скоростью v метров в секунду, то коэфф. теплопередачи увеличивается и с достаточной точностью может быть принят $k_{\text{движ.}} = k_{\text{пок.}} (1 + 0,10v)$. При тепловом расчете работы тормазных шкивов, ввиду сильного охлаждающего влияния ребер и спиц, можно принимать $k_{\text{шкива}} = k : (1 + 0,18v)$, считая v —скорость на окружности шкива.

Теплоемкость металла тела шкива и других соединенных с ним в одно целое деталей можно принимать $c = 0,12$ кал. на 1 килогр. веса металла, а для смазочного масла, если тормаз (напр. типа пластинчатого) работает в масляной ванне $c = 0,3$ кал. на 1 килограмм веса масла.

Для тормазов, в которых трущиеся поверхности подшиты кожей, нагревание тормазного шкива не должно подниматься выше $65^\circ C$, т. к. при более высокой температуре кожа начинает портиться; в тормазы с деревянными колодками или подкладками нагрев допускается не выше $75^\circ C$. В тормазы с металлическими трущимися поверхностями, работающими без смазки, можно допускать нагрев до $150^\circ C$, иногда даже еще выше, хотя при нагреве обода шкива выше $200^\circ C$ можно опасаться разрыва шкива от внутренних напряжений. Если трущиеся поверхности смазываются или они работают в масляной ванне, то нагрева выше $120-130^\circ C$ допускать нельзя, т. к. в противном случае может начаться процесс разложения масла.

Пример. Пусть имеется ленточный тормаз с кожаной подшивкой под лентой, спускающий груз $Q = 1500 \text{ kg}$ со скоростью $w = 0,3 \text{ mt}$ в 1 секунду, причем дано: — диаметр тормазного шкива $D = 0,4 \text{ mt}$; вся боковая поверхность шкива $S = 0,56 \text{ mt}^2$; число оборотов тормазного вала $n = 240$ в мин.

Вычисляем секундное количество тепла, освобождаемое на поверхности тормоза, полагая для надежности $\eta = 1$.

$$q = \frac{Q \cdot w}{427} = \frac{1500 \cdot 0,3}{427} = 1,06 \text{ калорий.}$$

Скорость на окружности тормозного шкива

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 240}{60} \approx 5 \text{ м/сек.}$$

Коэфф. теплопередачи в окружающую среду для вращающегося шкива (на 1 кв. метр поверхности),

$$k_{\text{шк}} = \frac{k \cdot (1 + 0,18 \cdot v)}{3600} = \frac{13 \cdot (1 + 0,18 \cdot 5)}{3600} = 0,0067 \text{ кал. в 1 сек.}$$

Перегрев выше температуры окружающей среды согласно ур. 65

$$\tau = \frac{q}{S \cdot k} = \frac{1,06}{0,56 \cdot 0,0067} = \frac{1,06}{0,375} \approx 283^\circ \text{C}$$

Температура в 283°C для работы тормоза несомненно слишком высока, но на основании ее одной еще нельзя судить о непригодности заданного в примере тормоза. Чтобы пояснить это, вычислим на основании ур. 61,а время, в течение которого тормозной шкив этого тормоза будет последовательно нагреваться до различных температур; принимая вес тормозного шкива $G = 60 \text{ кг}$, получим на основании ур. 61,а—

$$t = 2,3 \cdot \frac{60 \cdot 0,12}{0,56 \cdot 0,0067} \cdot \text{Log}_{10} \frac{1,06}{1,06 - 0,00375\tau} \text{ секунд.}$$

Подставляя в это уравнение различные значения для температуры перегрева τ° , мы найдем время t от начала движения груза вниз, в течение которого тормоз нагреется до этой температуры выше окружающей среды:

$\tau =$	25	50	75	100	125	150	175	200°C.
$t =$	180	370	590	840	1120	1450	1860	2360 секунд,
$\tau =$	225	250	275	278	280	281	282	283°C.
$t =$	3060	4140	6900	7870	8940	9840	16200	∞ секунд.

Полученные результаты ясно показывают характер происходящего в данном случае процесса:—в начале температура тормозного шкива сравнительно быстро поднимается, затем этот нагрев постепенно замедляется и наконец по истечении очень значительного промежутка времени (более 3—5 часов) от начала движения совсем прекращается; температура устанавливается на 283° выше окружающей среды и далее уже не поднимается.

Предположим, что тормоз вышеприведенного примера работает при механизме ворота (домовый подъемник, набережный кран), который поднимает и опять опускает груз ($Q = 1500 \text{ кг}$) на высоту $h = 21 \text{ м}$. При первом же рабочем ходе тормоза, на который ему требуется $21:0,3 = 70$ секунд, шкив тормоза нагреется примерно на 14° , если температура в машинном помещении $T_0 = 20^\circ \text{C}$, то температура шкива будет после первого хода равна $20 + 14 = 34^\circ \text{C}$. После этого тормоз некоторое время будет бездействовать и в это время шкив успеет несколько охладиться, а затем при следующем, втором ходе тормозной шкив опять будет нагреваться далее, но уже начиная не с начальной температуры $t = 0$, а с более высокой. Соответственно этому к концу

второго хода температура тормоза будет уже не 34°C , а несколько более; к концу третьего хода—еще более и т. д., пока не установится равновесие. Но когда наступит это равновесие, т. е. через сколько ходов, и при какой именно температуре оно установится, на эти вопросы ур. 61,а или 63 непосредственно ответа дать не могут, т. к. мы здесь имеем процесс не длительный, а с перерывами. Так как в виду наличия в деталях этого тормоза кожаных прокладок, температура его не должна подниматься выше 65°C , то нам очень важно знать точно сможет ли тепловое равновесие тормоза, работающего с перерывами, установиться не доходя до этого предела, т. к. в противном случае его надо переконструировать.

Обратимся теперь к рассмотрению случая, когда тормоз подъемного механизма работает с перерывами, причем сохраним все вышеуказанные обозначения.

При нагреве тормозного шкива веса G до некоторой температуры τ° выше окружающей среды, он способен принять в себя $G \cdot c \cdot \tau$ калорий тепла. Если во время работы машины груз Q каждый раз поднимается и затем тормозом опускается на h метров, то при каждом рабочем ходе тормоза освобождается $Q \cdot h$ *kgmt* работы, которые в виде работы трения тормозом преобразуются в тепло. Будем для простоты считать, что до достижения выше назначенной температуры перегрева τ° тормоза все тепло, освобождающееся в тормозе, им полностью аккумулируется и в окружающую среду не передается. Если все накопленное таким образом в массе металла тормозного шкива тепло $G \cdot c \cdot \tau$ ему сообщается в течение m рабочих ходов или периодов тормоза, то можно написать равенство

$$G \cdot c \cdot \tau = 0,12 \cdot G \cdot \tau = m \cdot \frac{Q \cdot h}{427},$$

откуда находим

$$m = 52 \cdot \frac{G \cdot \tau}{Q \cdot h} \dots \dots \dots (66) \quad +$$

После того, как обод тормозного шкива нагреется на τ° выше окружающей среды, при дальнейшей работе тормоза каждый последующий рабочий ход тормоза будет увеличивать эту температуру на τ/m градусов и вот для возможности теплового равновесия в дальнейшем все тепло, выделяющееся при каждом полном рабочем ходе тормоза, полностью, в перерыве до наступления следующего рабочего хода, поверхностью тормозного шкива должно успеть передаться в окружающую среду; каждый новый рабочий ход тормоза при наличии этого условия всегда будет начинаться при одной и той-же начальной температуре τ° перегрева тормоза. Когда соответствующим развитием боковой поверхности тормозного шкива такая работа тормоза будет обеспечена, то мы можем быть уверены, что тормоз никогда не нагреется выше температуры

$$T_{\max} = T_0 + \tau + \frac{\tau}{m} \dots \dots \dots (67), \quad +$$

Температуру T_{\max} мы должны наперед назначить, соображаясь с конструкцией тормоза и материалом входящих в него рабочих деталей (металл, кожа, дерево), а T_0 — обозначает температуру окружающей тормоз среды в машинном помещении, следовательно на основании ур. 67 можно вычислить допустимую для данного тормоза начальную температуру перегрева тормозного шкива

$$\tau \leq \frac{m}{m+1} \cdot (T_{\max} - T_0) \dots \dots \dots (68), \quad +$$

если мы знаем число ходов m .

Величина m для различных случаев вообще меняется в очень широких пределах и нам наперед при расчете тормоза для каждого частного случая неизвестна, поэтому расчет тормоза большей частью приходится проделывать несколько раз.

Для первого приближения можно принять τ на несколько градусов ниже ($T_{max} - T_0$), или, что то же, принять коэффициент $m : (m + 1)$ близким к единице.

Предположим, что по условиям работы грузоподъемной машины, рабочие периоды тормоза чередуются через каждые t_0 секунд и что самый рабочий ход его продолжается $t_{раб}$ секунд, тогда количество тепла, освобождающееся в течение каждой секунды рабочего хода тормоза, будет равно

$$q = \frac{Q \cdot h}{427 \cdot t_{раб}} \text{ калорий.}$$

Это именно количество тепла имелось в виду выше при написании основного уравнения теплового состояния тормоза при непрерывном процессе работы тормоза (ур. 58).

На основании вышеизложенного мы теперь видим, что при прерывистой периодической, через правильные промежутки времени t_0 секунд, работе тормоза температура его будет периодически колебаться между температурами τ и $\tau + \tau/m$ градусов выше окружающей среды. Без большой погрешности, для упрощения расчетов, можно считать, что теплопередача от шкива тормоза в окружающую среду происходит не при такой колеблющейся температуре, а при постоянной нижней температуре τ , тогда согласно поставленного нами выше требования должно существовать соотношение

$$\frac{Q \cdot h}{427} = S \cdot k \cdot \tau \cdot t_0$$

откуда, подставляя вместо k его величину, получим ту работу $Q \cdot h$, которую тормоз без вреда для себя может поглотить, преобразовав ее в тепло, а последнее успеть передать в течение t_0 секунд (в полный период действия тормоза) в окружающую среду

$$Q \cdot h = \frac{427 \cdot 13}{3600} \cdot (1 + 0,18 v) S \cdot \tau \cdot t_0 \text{ кгмт}^*$$

или секундную работу

$$L_0 = \frac{Q \cdot h}{t_0} = 1,54 \cdot (1 + 0,18 v) \cdot S \cdot \tau \text{ кгмт/сек.} \quad (69) \quad +$$

При пользовании этим уравнением необходимо обратить внимание, что здесь в противоположность ур. 58 рассматривается не рабочий период или ход тормоза, а полный период t_0 между каждыми двумя рабочими ходами тормоза.

Таким образом тормозный шкив одно и то же количество тепла $Q \cdot h : 427$ получает в течение $t_{раб}$ секунд рабочего хода тормоза, а отдает в окружающую среду непрерывно, как в течение этого же времени $t_{раб}$ секунд, так и в течение нерабочего периода $t_{нераб}$ тормоза; оба эти промежутки времени вместе и составляют полный период работы тормоза $t_0 = t_{раб} + t_{нераб} = t_{раб} + t_{подъем} + 2 t_{остановки}$.

Определение полной боковой поверхности тормозного шкива представляет известные затруднения, особенно при предварительных расчетах, поэтому нередко вместо полной боковой поверхности S тормозного шкива в ур. 69 вводят боковую поверхность только обода тормозного шкива, принимая ее круглым счетом $S_{обод} = 0,45 S_{шкив}$, тогда это уравнение может быть написано в несколько иной форме

$$L_0 = \frac{Q \cdot h}{t_0} = 4 \cdot (1 + 0,18 v) \cdot S_{обод} \cdot \tau \text{ кгмт/сек.} \quad (69a)$$

На основании того же уравнения необходимая для отвода тепла полная боковая поверхность обода шкива определяется

$$S_{обод} = \frac{Q \cdot h}{4 \cdot (1 + 0,18 v) \cdot \tau \cdot t_0} \text{ м}^2 \quad (69б)$$

* Примечание: В этом уравнении под v надо понимать среднюю (за весь период времени t_0 секунд) скорость движения тормоза.

Пример. Рассмотрим еще раз тот же уже выше рассмотренный тормаз, и пусть он работает при следующих условиях:

$T_0 = 20^\circ\text{C}$ — температура окружающей среды,

$T_{\max} = 65^\circ\text{C}$ — наибольшая допускаемая температура нагрева тормазного шкива.

Примем для первого приближения $\tau = 33^\circ\text{C}$, тогда на основании ур. 66 мы найдем m — число ходов, в течение которых металл тормазного шкива, веса $G = 60 \text{ kg}$, нагреется на 33° , накопив в себе все тепло, соответствующее работе тормажения за все эти m ходов.

Вычисляем

$$m = 52 \cdot \frac{G \cdot \tau}{Q \cdot h} = 52 \cdot \frac{60 \cdot 33}{1500 \cdot 21} \approx 3,26,$$

и находим приращение $\tau/m = 33 : 3,26 \approx 10^\circ$

Проверяя пригодность выбранной нами температуры τ по ур. 67, находим

$$T_0 + \tau + \frac{\tau}{m} = 20 + 33 + 10 = 63^\circ\text{C}.$$

Полученная температура на 2° ниже назначенной наибольшей температуры; при желании можно остановиться на этом, но можно и попытаться подойти ближе к допущенному пределу в 65° .

Примем для этого теперь $\tau = 34,5^\circ$ и произведем вторичный подсчет величин m , τ/m и T_{\max} ; произведя вычисления, находим

$$m = 3,4; \tau/m = 10,2^\circ; T_0 + \tau + \tau/m = 64,7^\circ\text{C},$$

что указывает на правильность этого второго предположительного назначения температуры τ .

Итак проверяемый нами тормаз при правильной работе будет работать при нагреве от $34,5$ до $44,7$ градусов выше окружающей среды или от $54,5^\circ$ до $64,7^\circ$ по Цельсию.

Допустим, что по условиям работы того подъемного механизма, при котором работает рассчитываемый нами тормаз, рабочий ход тормоза повторяется через каждые 8 минут, т.е. примем $t_0 = 480$ сек. и вычислим, какую боковую поверхность должен иметь тормазный шкив, чтобы в это время успеть перезагреть в окружающую среду все тепло, соответствующее одному полному рабочему ходу. Предположим для этого, что периоды работы машины, на которой поставлен рассматриваемый нами тормаз, чередуются следующим образом:

время под'ема груза . .	$t_{\text{нерабоч.}}$	$= 70$ сек.
„ остановки машины	$t_{\text{остан.}}$	$= 100$ „
„ опускание груза . .	$t_{\text{рабоч.}}$	$= 70$ „
„ остановки машины	$t_{\text{остан.}}$	$= 240$ „
полный период . .	t_0	$= 480$ „ $= 8$ минут,

тогда средняя скорость на окружности обода тормазного шкива определится

$$v_0 = \frac{\Sigma v \cdot t}{t_0} = \frac{(70 + 70) \cdot 5 + (100 + 240) \cdot 0}{480} \approx 1,45 \text{ mt.}$$

На основании ур. 69 находим теперь

$$S = \frac{1500 \cdot 21}{1,54 \cdot 480 \cdot 34,5 (1 + 0,18 \cdot 1,45)} = 0,97 \text{ mt}^2$$

Так как исследуемый нами тормазный шкив имеет меньшую поверхность, и именно $S = 0,56$ кв. метра, то, следовательно, он при заданных ему условиях работать пра-

вильно не может—он будет нагреваться во время работы сильнее и кожаная подшивка под лентой быстро придет в негодность.

Чтобы дело поправить, у конструктора имеется несколько выходов:

а) можно утолстить обод шкива, тогда можно задаться большей температурой τ (т.-к. уменьшится величина τ/m), а при большем τ нужна меньшая поверхность S ;

б) можно удлинить период t_0 , тогда для удаления того-же количества тепла нужна будет меньшая поверхность;

в) можно увеличить боковую поверхность тормозного шкива, увеличив несколько его диаметр или снабдив прежний шкив добавочными отводящими тепло ребрами;

г) можно изменить всю конструкцию тормоза и применить вместо кожаной подшивки под ленту деревянные подкладки; благодаря такой мере придется сильнее натянуть концы ленты, но зато при деревянных колодках можно допустить значительно большую температуру нагрева тормозного шкива— $75^{\circ}C$ вместо $65^{\circ}C$;

д) можно, вместо механического тормоза, поставить на данной машине тормаз электрический, в котором работа опускающегося груза преобразуется не в тепло, а в электрическую энергию.

Выбор той или иной из указанных мер в значительной степени зависит от местных условий и потому здесь, в отвлеченной форме, сделан быть не может.

Для достижения спокойной надежной работы тормоза, особенно при значительных скоростях, важно, чтобы тормаз не только не слишком сильно нагревался, но чтобы кроме того не слишком сильно нагружены были его рабочие трущиеся поверхности. При этом по мере увеличения окружной скорости тормозного шкива (v) приходится соответственно понижать напряжение изнашивания на трущихся поверхностях (p). К сожалению, однако, надежных данных по этому вопросу пока не имеется и потому приходится пользоваться данными случайными. Так, напр., по указанию журнала *American Machinist* (1901, № 51) в электрических мостовых кранах, при сравнительно тяжелых условиях работы, часто назначают для деревянных колодок $p \cdot v \leq 0,042$ до $0,054 \text{ kgmt}$ на 1 mm^2 и колодки стоят хорошо. В пластинчатых тормозах, работающих в масляной ванне, для хорошей работы чугунных пластин рекомендуется (См. *Böttcher Krane*, стр. 210) назначать $p \cdot v \leq 0,006 \text{ kgmt}$ на 1 mm^2 рабочей поверхности пластин.

◀◀◀

В настоящий курс не вошли еще тормоза, действующие электрическим током, которые также часто применяются при грузоподъемных машинах. Описание действия, конструкцию и теорию электрических тормозов можно найти в специальной электротехнической литературе, а также в сочинениях:

Ernst. Hebezeuge. IV изд. 1903 г., том II, стр. 160—204.

Herzog. Elektrisch betriebene Krane u. Aufzüge. 1905 г., стр. 127—141.

Niethammer. Generatoren, Motoren u. Steuerapparate für elektrisch betriebene Hebe u. Transportmaschinen. 1900 г., стр. 229—250.

Описания различных типов и конструкций механических тормозов можно найти в сочинениях:

Beethmann. Hebezeuge, II изд. 1908 г., стр. 98—148.

Берлов. Детали машин. 1909 г., выпуск 9, стр. 615—633.

Böttcher. Krane. 1906. стр. 204—211.

Dreyer. Skizzen u. Tabellen für Hebezeuge. 1903 г.

Ernst. Hebezeuge, IV изд. 1903 г., том I, стр. 230—303.

Pickersgill. Lasthebemaschinen. 1905 г., стр. 59—96.

Rousselet. Mécanique, Électricité et Construction, appliquées aux Appareils de Levage. 1908, том I, стр. 98—116 и 1913, том II, стр. 135—229.

Wettich. Hebezeuge. 1907 г., стр. 159—188.

Журнал „*Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*“ за 1882 г.—стр. 187; 1888 г.—стр. 267; 1891 г.—стр. 528; 1901 г.—стр. 1078 и 1081.

Журналы „*Engineering*“ и „*Dinglers polytechnisches Journal*“ за различные годы.

Часть II.

Простые грузоподъемные машины.

28. Коэфф-т полезного действия машины. Во всякой машине, производящей какую-либо работу, существуют вредные сопротивления, поглощающие часть полезной работы; поэтому, назвав движущую силу чрез P , путь, пройденный ею в известное время, чрез s , поднимаемый груз чрез Q , высоту, на которую он поднят в тот же промежуток времени, чрез h , можно написать равенство работ:

$$P \cdot s = Q \cdot h + L \quad (70),$$

где L представляет собою работу всех вредных сопротивлений машины при поднимании груза.

В идеальной, невозможной фактически, машине этих вредных сопротивлений не было бы, поэтому:

а) той же силой P можно было бы поднять больший груз Q_0

$$P \cdot s = Q_0 \cdot h \quad (71),$$

б) для поднятия того же груза Q , наоборот, надо было бы приложить значительно меньшее усилие P_0

$$P_0 \cdot s = Q \cdot h \quad (72).$$

На основании ур. 71 и 72 находим:

$$\frac{h}{s} = \frac{P_0}{Q} = \frac{P}{Q_0} \quad (73).$$

Отношение идеальной силы P_0 к действительно необходимой P для совершения данной полезной работы принято называть коэфф-том полезного действия данной машины, т.-е.

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{Q_0} = \frac{Q \cdot h}{P \cdot s} \quad \text{или также} \quad \eta = \frac{Q \cdot h}{Q \cdot h + L} \quad (74).$$

последнее выражение указывает, что коэфф-т полезного действия машины также представляет отношение полезной работы машины к затраченной на это работе двигателя. Так как в ур. 74 все знаменатели всегда больше соответствующих числителей, то коэфф-т пол. действия всякой машины всегда $\eta < 1$ и лишь в идеале может быть $\eta = 1$.

Если машина сложная, составленная из ряда более простых, то каждая предшествующая элементарная машина должна вместе с полезной работой, одинаковой для всей машины, передать еще работу, нужную на преодоление вредных сопротивлений каждой последующей машины, да кроме того еще и ее самой, поэтому коэфф-т пол. действия сложной машины, в которой известны коэфф-ты пол. действия $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ каждой отдельной машины, определяется как произведение коэфф-тов всех элементарных машин, т.-е.,

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n \quad (75).$$

Машина тем совершеннее, чем больше у нее коэфф-т пол. действия, а так как последний зависит от произведения коэфф-тов пол. действия элементарных машин, то η будет тогда наибольшее, когда все множители будут возможно большими, что можно выразить уравнением

$$\eta_{\max} = \eta_{1\max} \cdot \eta_{2\max} \cdot \eta_{3\max} \cdot \dots \cdot \eta_{n\max} \dots \dots \dots (75, a),$$

указывающим тот путь, по которому необходимо идти, создавая сложную машину с возможно высоким коэфф-том полезного действия: необходимо стараться составить сложную машину из таких элементарных машин, которые обладают возможно высоким коэфф-том пол. действия, так как одно единственное неудачное в этом смысле звено в машине может сильно понизить коэфф-т пол. действия всей машины.

Если рабочий опускает груз и при помощи рукоятки (а не тормазом) удерживает его от падения, то движущим элементом будет опускающийся груз, поэтому теперь уже вместо ур. 70 надо будет написать новое ур. работ

$$Q \cdot h = P' \cdot s + L' \dots \dots \dots (70, a),$$

в котором L' — работа вредных сопротивлений в машине при опускании груза. Если бы вредных сопротивлений не было, то рабочему надо было бы нажимать на рукоятку с большею силою P'_0 и тогда подобно предыдущему, было бы

$$Q \cdot h = P'_0 \cdot s \dots \dots \dots (71, a)$$

и

$$\eta' = \frac{P'}{P'_0} = \frac{Q \cdot h - L'}{Q \cdot h} \dots \dots \dots (74, a).$$

Определим из ур. 74 и 74,а величину $Q \cdot h$ и приравняем найденные выражения, тогда мы получим условие

$$Q \cdot h = \frac{\eta}{1-\eta} \cdot L = \frac{1}{1-\eta'} \cdot L',$$

связывающее оба коэфф-та пол. действия машины при под'еме груза и при его опускании; решая это ур., мы находим два выражения:

$$\eta' = 1 - \frac{L'}{L} \cdot \frac{1-\eta}{\eta} \quad \text{или} \quad \eta = 1 : \left(1 + \frac{L}{L'} - \eta' \cdot \frac{L}{L'} \right) \dots \dots \dots (76).$$

Обыкновенно в машинах $L' < L$, поэтому, заменив в ур. 76 отношение $L' : L$ единицей, мы оба эти равенства нарушим и должны будем написать:

$$\eta' > 2 - \frac{1}{\eta} \quad \text{или} \quad \eta < \frac{1}{2 - \eta'} \dots \dots \dots (76, a).$$

Чтобы машина была самотормозящей, т.е. была способна удержать груз на высоте, помимо усилия рабочего, одними своими внутренними сопротивлениями, должно быть $P' \leq 0$; на основании ур. 70,а и 74,а при этом получаем $Q \cdot h \leq L'$ и $\eta' \leq 0$.

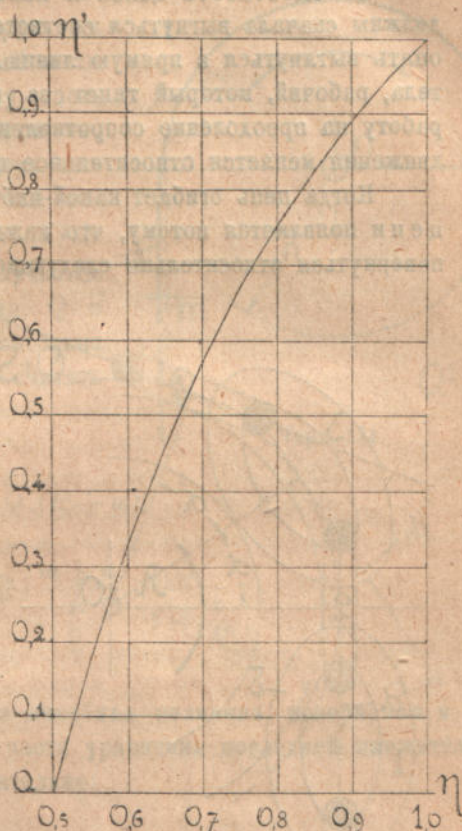
Если в ур. 76,а вставить значение $\eta' \leq 0$, то мы получим $\eta < 0,5$ —коэфф-т пол. действия машины, обладающей свойством самотормажения, всегда меньше половины. В виду того, что все подобные машины работают с весьма низким коэфф-том пол. действия и потому очень невыгодны, всегда, где только возможно, стараются ввести в механизм машины такие элементы с большими внутренними вредными сопротивлениями, которые вступают в действие только при опускании груза (тормаз), при под'еме же его выключаются и таким образом не мешают движению; такая машина в сущности должна быть рассматриваема как два различных механизма: один—при под'еме груза—с высоким, сравнительно, коэфф-том пол. действия, а другой—при опускании—с низким коэфф-том полезного действия, обладающий (если тормаз замкнутый) свойством самотормажения.

Если для данной машины известно соотношение между L' и L , сопротивлениями при опускании и при под'еме, то для всякого η' по ур. 76 можно вычислить соответствующее значение η , или наоборот; если принять предельное значение $L' = L$, то вместо неравенств 76,а надо будет написать равенства

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta} \text{ или } \eta = \frac{1}{2 - \eta'} \quad (76,6)$$

представляющие уравнение некоторой предельной кривой (черт. 132), вправо от которой невозможны никакие значения η и η' .

При $\eta = 1$, η' также $= 1$, а при $\eta' = 0$, т.-е. для предельного случая самотормажения, $\eta = 0,50$ —наибольшее, возможное лишь в пределе, значение коэфф-та полезного действия машины, обладающей свойством самотормажения.



Черт. 132.

А. Блоки и полиспасты.

Блоки, применяемые для под'ема грузов, могут быть двоякого рода: 1) неподвижные, тогда они имеют назначение изменить направление движения каната или цепи, почему их также часто называют блоками направляющими, и 2) блоки подвижные. Подвижные блоки могут употребляться или для того, чтобы малой силой поднять вдвое (приблизительно) больший груз—блок для выигрыша в силе, или же для того, чтобы силой, действующей на коротком пути (или с небольшой скоростью) поднять груз на вдвое большую высоту (или с вдвое большей скоростью)—блок для выигрыша в ходе или в скорости.

Пропуская цепь или канат последовательно через ряд блоков и укрепляя несколько блоков в одной или нескольких общих обоймицах, можно получать различные комбинации блоков—сложные блоки, или полиспасты, которые также могут служить или для выигрыша в силе, или для выигрыша в ходе или в скорости. Полиспасты, или сложные блоки, могут быть кратные—когда высота (или скорость) под'ема груза находится в кратной зависимости от пути (или скорости) руки рабочего (т.-е. $h = n \cdot s$ или $h = s : n$), потенциальные—когда эта зависимость степенная (т.-е. $h = a^n \cdot s$ или $h = s : a^n$), или наконец дифференциальные—когда

эта зависимость определяется не числом блоков n , из которых составлен полиспаст, а радиусами этих блоков.

29. Жесткость цепей и канатов. Цепь или канат, огибая какой-нибудь блок, должны сначала выгнуться соответственно кривизне блока, а затем при сходе с блока опять вытянуться в прямую линию. Чтобы произвести это изменение формы гибкого тела, рабочий, который тянет за него и вращает блок, должен затратить известную работу на преодоление сопротивлений, которые возникают каждый раз, когда во время движения меняется относительное положение соседних звеньев цепи или волокон каната.

Когда цепь огибает какой-нибудь блок, то сопротивление трения или жесткость цепи появляется потому, что каждое звено цепи, лежащее на поверхности блока, должно повернуться относительно следующего, идущего за ним звена на известный угол; такой же поворот, но в обратную сторону, происходит и в месте схода цепи с блока, так как там цепь, спокойно лежавшая на блоке, опять должна выпрямиться. Повороту звеньев цепи одного относительно другого в каждом случае противодействует трение, которое возникает в местах соприкосновения двух пар соседних звеньев, поэтому, чтобы блок повернуть, надо затратить работу, равную сумме работ трения при набегании и при сбегаании цепи.

Примем обозначение черт. 133 и пока не будем принимать во внимание трения в шипах, т. е. предположим, что на сбегающем конце цепи приложена добавочная сила, как раз достаточная, чтобы преодолеть сопротивление жесткости цепи. Повернем блок на угол α , соответствующий углу между направлениями двух смежных звеньев, лежащих на поверхности блока; тогда, как видно по чертежу, должен будет произойти одновременно поворот звеньев 2 относительно 1 и 4 относительно 3, на тот же угол α , при чем точки касания

звеньев 1—2 и 3—4 передвинутся по дуге (радиуса $\frac{1}{2} \cdot \delta$) на длину $\frac{1}{2} \cdot \delta \cdot \alpha$. Напишем теперь уравнение работ для этого поворота блока и будем при этом иметь в виду, что звенья 1—2 нагружены силой Q , а звенья 3—4 силой $Q + S$:

$$(Q + S) \cdot R \cdot \alpha = Q \cdot R \cdot \alpha + Q \cdot f \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \alpha + (Q + S) \cdot f \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \alpha,$$

где f — коэф-т трения на поверхностях звеньев 1—2 и 3—4.

Произведя необходимые сокращения, получаем:

$$S = Q \cdot f \cdot \frac{\delta}{R - f \cdot \frac{\delta}{2}} = Q \cdot f \cdot \frac{\delta}{R} \cdot \frac{1}{1 - f \cdot \frac{\delta}{2R}};$$

откидывая во второй части последний множитель, весьма мало влияющий на окончательный результат *), получаем с достаточною для практики точностью формулу

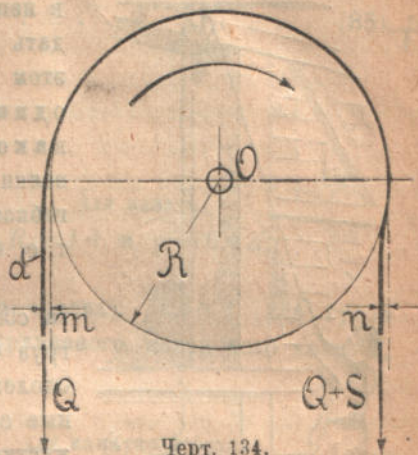
$$S = Q \cdot f \cdot \frac{\delta}{R} \quad (77), +$$

*) При $f = 0,2$ и $R = 10 \delta$ получаем $\frac{1}{1 - f \cdot \frac{\delta}{2R}} = \frac{1}{1 - \frac{0,2}{20}} = \frac{1}{0,99} = 1,01$.

помощью которой для каждого частного случая может быть подсчитано влияние жесткости цепи.

Жесткость каната выражается в том, что канат стремится сохранить ту форму, которую он имеет в данный момент. Поэтому в набегающей части канат только постепенно принимает кривизну соответственно форме блока, а в сбегающей части он, раз приняв эту кривизну, не способен быстро выпрямиться; как здесь, так и в первом случае получается некоторая переходная кривая (черт. 134).

Результатом такой жесткости каната получается некоторое увеличение плеча сопротивления Q и уменьшение действующей силы $Q + S$ относительно центра блока; условие равновесия, если не считать трение в подшипниках, выразится



$$(Q + S) \cdot (R - n) = Q \cdot (R + m),$$

откуда находим

$$S = Q \cdot \frac{m+n}{R-n} = Q \cdot \frac{m+n}{R} \cdot \frac{1}{1-\frac{n}{R}};$$

принимая $m+n=\xi$, при чем ξ —некоторая линейная величина, измеряемая в тех же единицах как и R , и откидывая во второй части уравнения последний множитель, мало отличающийся от единицы, получаем окончательно:

$$S = Q \cdot \frac{\xi}{R} \quad (78).$$

Влияние жесткости каната может быть определено только опытным путем и лишь приближенно, так как в каждом частном случае жесткость пенькового или проволочного каната зависит от очень многих причин: от упругости, угла и направления крутки волокон или проволок, составляющих канат; от степени износа, сухости, просмолки каната, от материала сердцевин (в проволочном канате) и пр.

Для пеньковых канатов (d —диам. каната) можно принимать: если канат кручен слабо и все размеры выражены в mm

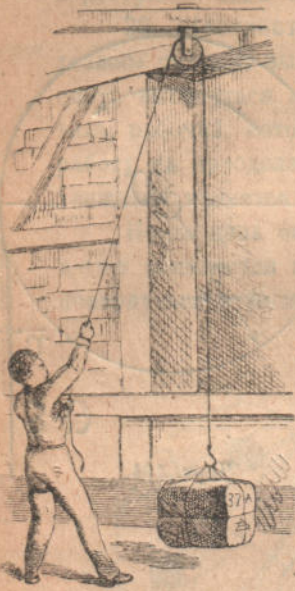
$$\left. \begin{array}{l} \xi = 0,006 d^2 \text{ до } 0,012 d^2 \\ \text{если канат новый и кручен туго} \\ \xi = 0,018 d^2 \end{array} \right\} \quad (79).$$

Для проволочных канатов, в виду большого разнообразия в их конструкции, очень трудно дать цифры, пригодные для канатов различных типов, но если диаметры блоков правильно выбраны соответственно диаметрам проволок и самого каната, то с некоторым запасом можно принимать (все размеры в mm)*

$$\xi = 0,027 d^2 \quad (80).$$

* О жесткости проволочных канатов см. также ниже, в конце следующего параграфа.

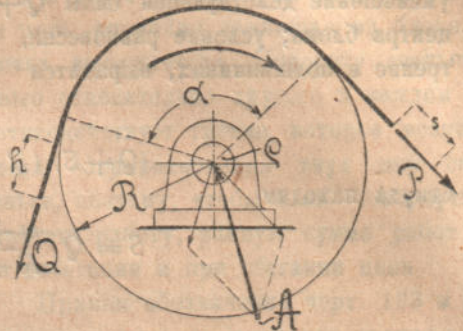
30. Неподвижный или направляющий блок. (*Feste Rolle, Leitungsrolle; Poulie fixe; Fixed pulley*)



Черт. 135.

вращается на оси, которая покоится в неподвижных опорах (черт. 135) и служит для того, чтобы дать канату или цепи другое направление. Так как при этом набегающий и сбегающий концы гибкого тела проходят одинаковые пути, или—что то же—движутся с одинаковой скоростью, то ясно, что при отсутствии всяких вредных сопротивлений натяжения обоих концов гибкого тела также должны были бы быть одинаковыми, т.е. было бы $P_0 = Q$.

В действительности, однако, рабочий, который тянет за сбегающий конец цепи или каната, не только поднимает груз Q , но и преодолевает еще вредные сопротивления: жесткость гибкого тела и трение оси блокка в ее опорах. Примем обозначения черт. 136 и назовем μ коэфф-



Черт. 136.

трения шипов оси блокка в опоре, тогда, принимая во внимание ур. 77 и 78, можно написать для направляющего блокка следующие уравнения моментов относительно оси его вращения:

для цепного блокка

$$P \cdot R = Q \cdot R + Q \cdot f \cdot \delta + A \cdot \rho \cdot e$$

для канатного блокка

$$P \cdot R = Q \cdot R + Q \cdot \xi + A \cdot \rho \cdot e \quad (81).$$

Сила A , реакция опор блокка, может быть определена обычным путем, но так как натяжения P и Q очень мало разнятся между собою, то можно приближенно принять

$$A = 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (82).$$

Внеся значение для силы A в ур. 81 найдем

для цепного блокка

$$P = Q \cdot \left[1 + f \cdot \frac{\delta}{R} + 2\mu \cdot \frac{Q}{R} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right]$$

для канатного блокка

$$P = Q \cdot \left[1 + \frac{\xi}{R} + 2\mu \cdot \frac{Q}{R} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right],$$

или вообще для неподвижного блокка как цепного, так и канатного

$$P = k \cdot Q \quad (83),$$

при чем коэфф-т k определяется уравнениями

для цепного блокка

$$k = 1 + f \cdot \frac{\delta}{R} + 2\mu \cdot \frac{Q}{R} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

для канатного блокка

$$k = 1 + \frac{\xi}{R} + 2\mu \cdot \frac{Q}{R} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (84).$$

Коэфф-т полезного действия неподвижного блока определится на основании ур. 74

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{k \cdot Q} = \frac{1}{k} \quad (85),$$

где k вычисляется на основании ур. 84.

В практике наиболее приняты размеры блоков

для цепи
 $R = 10 \delta$ и $q = 1,5 \delta$

для каната
 $R = 4d$ и $q = 0,4d$;

если, кроме того, принять $\alpha = 180^\circ$, $\mu = 0,08$ (хорошая смазка), $f = 0,2$ (для сухой несмазанной цепи) и $\xi = 0,018 \delta^2$ (для нового, туго крученного пенькового каната), то на основании ур. 84 и 85 получим

для цепного блока

$$k = 1,044$$

$$\eta = 0,96$$

для канатного блока

$$k = 1,016 + 0,0045 d \quad (84, a);$$

$$\eta = \frac{1}{1,016 + 0,0045 d} \quad (85, a).$$

Полученные результаты указывают, что коэфф-т полезного действия (и также коэфф-т k) для неподвижного канатного блока зависит от толщины каната; сделав подсчет для наиболее ходовых диаметров канатов, найдем:

при $d = 16$	20	23	26	29	36	46	52 mm
$k = 1,09$	1,11	1,12	1,13	1,15	1,18	1,22	1,25.
$\eta = 0,92$	0,90	0,89	0,88	0,87	0,85	0,82	0,80.

В видах увеличения коэфф-та полезного действия блоков выгодно, если только позволяют размеры помещения, возможно увеличивать диаметры блоков, так как при прочих одинаковых условиях η увеличивается по мере увеличения радиуса R блока.

При проволоочном канате хорошей гибкой конструкции и при достаточно больших шкивах можно считать $k = 1,05$ и $\eta = 0,95$.

31. Подвижные блоки (*Loose Rolle; Poulie mobile* или *folle; Moveable* или *loose pulley*) вращаются вокруг своей оси, и в то же время эта ось в пространстве перемещается поступательно. Пример применения такого блока представлен на черт. 137: рабочий тянет за один конец веревки; последняя огибает блок, затем поднимается вверх и другим своим концом неподвижно закреплена в опоре, а к обойнице блока привешен груз. В данном случае блок применен для выигрыша в силе (*Loose Lastrolle; Poulie de suspension de la charge; Load pulley, Load sheave*). Чтобы поднять груз Q на известную высоту h , рабочий должен пропустить через руку вдвое большую длину s веревки ($s = 2h$), но зато ему легче поднять тяжелый груз, так как его усилие вдвое приблизительно меньше силы Q .



Черт. 137.

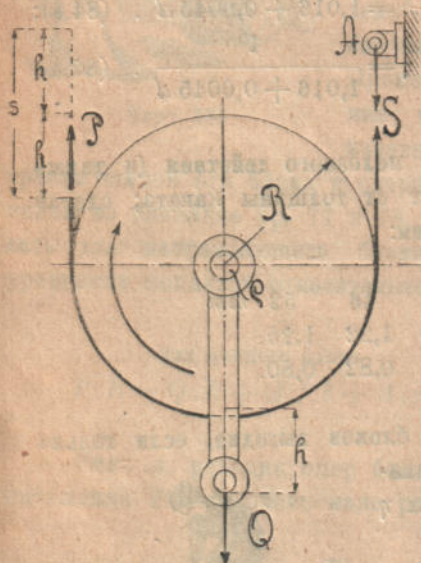
Если бы не было вредных сопротивлений, то должно было бы быть $P_0 \cdot s = Q \cdot h$, откуда при $s = 2h$ было бы $P_0 = \frac{1}{2} Q$; на самом же деле мы имеем $\eta \cdot P \cdot s = Q \cdot h$

или $\eta \cdot P = \frac{1}{2} Q$. Для подвижного блока для выигрыша в силе следовательно получаются основные соотношения

$$s = 2h, P_0 = \frac{Q}{2} \text{ и } P = \frac{Q}{2 \cdot \eta} \dots \dots \dots (86).$$

Можно тот же подвижной блок применить и для выигрыша в скорости (*Lose Treibrolle; Poulie motrice; Driving pulley*); пример подобного блока представлен на черт. 139. В цилиндре движется поршень, в верхнем конце штока которого укреплен блок; через блок перекинут канат или цепь, один конец которого неподвижно закреплен в опоре А, а другой, подвижный, служит для привешивания к нему поднимаемого груза. Если под поршень пустить воду под давлением (или воздух или пар), то она нажмет на поршень снизу вверх и при достаточно сильном давлении приподнимет его вверх, вместе с блоком и висящим на канате грузом Q . Когда поршень поднимется на высоту s , груз поднимется на двойную высоту $h = 2s$. Если бы не было вредных сопротивлений, то движущая по штоку вверх сила P , необходимая для подъема груза, определялась бы на основании уравнения $P_0 \cdot s = Q \cdot h$, которое при условии $h = 2s$ дает $P_0 = \frac{Q}{2}$; в действительности, однако, мы будем иметь $\eta \cdot P \cdot s = Q \cdot h$, откуда находим $P = \frac{Q}{2 \cdot \eta}$. Таким образом для подвижного блока для выигрыша в скорости получились основные соотношения

$$s = \frac{h}{2}, P_0 = \frac{Q}{2} \text{ и } P = \frac{Q}{2 \cdot \eta} \dots \dots \dots (87).$$



Черт. 138.

а. Подвижной блок для выигрыша в силе.

Пусть имеется подвижной блок (черт. 138), натяжения P и S которого мы для упрощения расчетов примем параллельными (т.-е. примем $\alpha = 180^\circ$), как это в практике почти всегда и бывает. Примем все прежние обозначения, а также указанные на черт. 138, и напомним условия равновесия для обоймы блока и для самого блока, принимая во внимание, что конец гибкого тела, нагруженный силой P , сбегает с блока, а нагруженный силой S , на него набегают. Для обоймы блока имеем условие

$$P + S = Q \dots \dots \dots (88).$$

а для блока, вращающегося вокруг своей оси

для цепного блока	для канатного блока
$P \cdot R = S \cdot R + S \cdot f \cdot \delta + Q \cdot \mu \cdot r$	$P \cdot R = S \cdot R + S \cdot \xi + Q \cdot \mu \cdot r \dots (89).$

Так как силы P и S почти равны между собою, то при вычислении момента трения на шипах блока можно (подобно тому как мы сделали в ур. 82 для неподвижного блока) приближенно считать $Q = 2S$ (вместо ур. 88) и тогда, внося это значение для Q в ур. 89, получим

для цепного блока	для канатного блока
$P = S \cdot \left[1 + f \cdot \frac{\delta}{R} + 2\mu \cdot \frac{r}{R} \right]$	$P = S \cdot \left[1 + \frac{\xi}{R} + 2\mu \cdot \frac{r}{R} \right] \dots (90).$

или вообще, сравнивая полученные выражения с ур. 84,

$$P = k \cdot S \dots \dots \dots (91).$$

Оказывается, что в подвижном блоке для выигрыша в силе отношение натяжений в сбегающем с блока и набегающем на блок концах гибкого тела то же, что и в блоке неподвижном.

Соединяя теперь ур. 88 и 91, получаем:

$$P + \frac{P}{k} = Q \text{ или } P = \frac{k}{k+1} \cdot Q \dots \dots \dots (92).$$

и далее

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{2} : \frac{k \cdot Q}{k+1} = \frac{k+1}{2k} \dots \dots \dots (93).$$

Если принять вычисленные выше числовые значения коэфф-та k (ур. 84,а), то для подвижного блока для выигрыша в силе получатся числовые значения коэфф-та полезного действия блока:

для цепи $\dots \dots \dots \eta = 0,98,$

для пенькового каната с жесткостью $\xi = 0,018 d^2$

при $d = 16$	20	23	26	29	36	46	52 mm
$\eta = 0,96$	0,95	0,95	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90.

Опора A (черт. 138) для закрепления неподвижного конца гибкого тела должна быть рассчитана на действие силы $S \approx \frac{1}{2} Q$.

б. *Подвижной блок для выигрыша в скорости* представляет обращенный блок для выигрыша в силе: действующая сила P (черт. 139), приложенная к поршню, от него через шток передается к обоймце подвижного блока, а поднимаемый груз Q привешен к свободному концу гибкого тела, другой конец которого закреплен в опоре A . При подъеме поршня неподвижный конец S цепи или каната будет как бы сбегающим по отношению к движущемуся по нему вверх блоку, а конец Q будет набегающим; сохраняя прежние обозначения, поэтому можно написать ур. равновесия: для обоймцы вместе с поршнем и его штоком *)

$$P = Q + S \dots \dots \dots (94).$$

и для блока, вращающегося вокруг своей оси,

для цепного блока	для канатного блока
$S \cdot R = Q \cdot R + Q \cdot f \cdot \delta + P \cdot \mu \cdot \rho$	$S \cdot R = Q \cdot R + Q \cdot \xi + P \cdot \mu \cdot \rho$

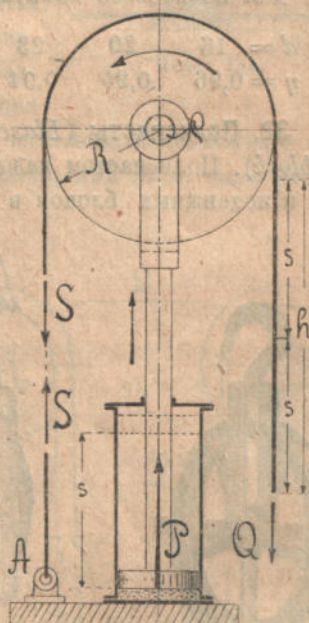
(95).

Примем в этом случае при вычислении трения в шлицах блока, так же как и в двух предыдущих случаях, приближенно $P = 2Q$ (вместо ур. 94) и внесем это приближенное значение для P в ур. 95, тогда мы получим

для цепного блока	для канатного блока
$S = Q \cdot \left[1 + f \cdot \frac{\delta}{R} + 2\mu \cdot \frac{\rho}{R} \right]$	$S = Q \cdot \left[1 + \frac{\xi}{R} + 2\mu \cdot \frac{\rho}{R} \right] \dots \dots \dots (96).$

или вообще, сравнивая полученные выражения с ур. 84,

$$S = k \cdot Q \dots \dots \dots (97).$$



Черт. 139.

*) Так как веса самих деталей по сравнению с поднимаемым грузом большею частью очень незначительны, то они в расчет не введены.

Результат подсчета показывает, что и в этом случае опять натяжение сбегающее конца гибкого тела получается, если натяжение набегающего конца умножить на коэфф-т k . В виду этого в дальнейшем для определения натяжений концов гибкого тела, огибающего какой-нибудь блок, нет необходимости в каждом частном случае писать ур. моментов, а можно прямо руководствоваться общим правилом:

для всякого блока всегда

натяжение сбегающего конца = $k \times$ на натяжение на бегающего конца.

Внесем найденное из ур. 97 значение для S в ур. 94, тогда получим:

$$P = Q + k \cdot Q = (k + 1) \cdot Q \dots \dots \dots (98)$$

и далее

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{2Q}{(k + 1) \cdot Q} = \frac{2}{k + 1} \dots \dots \dots (99).$$

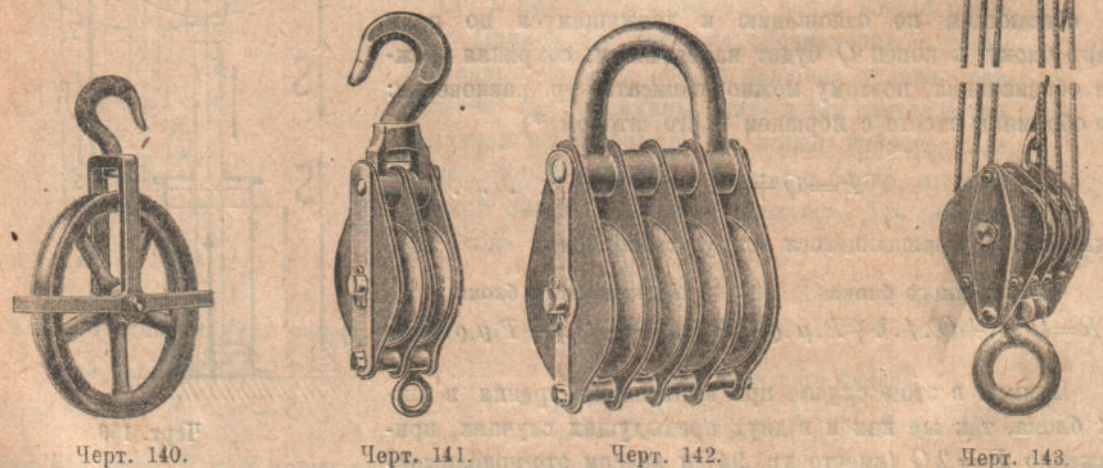
Внесем полученные выше значения для коэфф-та k в ур. 99, тогда получим значение коэфф-та пол. действия для подвижного блока для выигрыша в скорости:

для цепи $\dots \dots \dots \eta = 0,98,$

для пенькового каната с жесткостью $\xi = 0,018 d^2$

при $d =$	16	20	23	26	29	36	46	52 mm
$\eta =$	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93	0,92	0,90	0,89.

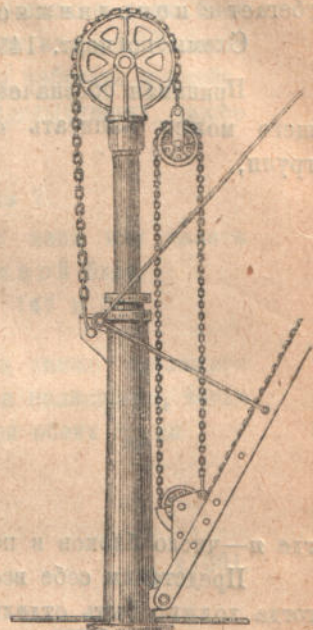
32. Полиспасты (*Flaschenzug, Rollenzug; Moufle, Palan; Pulley block*). Полиспастом называют соединение нескольких неподвижных и подвижных блоков в одну общую систему, при чем блоки



полиспаста располагаются по одному, по два или более в одной общей коробке или обоймце (*Flasche, Rollenkloben, Rollengehäuse; Moufle; Block*), как показано на черт. 140—142. Полиспасты могут быть кратные (*Faktorenflaschenzug; Mouflage à plusieurs brins; Workspulley block*) или потенциальные (*Potenzflaschenzug; Mouflage étagé; Developed pulley block*) и, подобно простым блокам, могут быть применены для выигрыша или в силе, или в скорости.

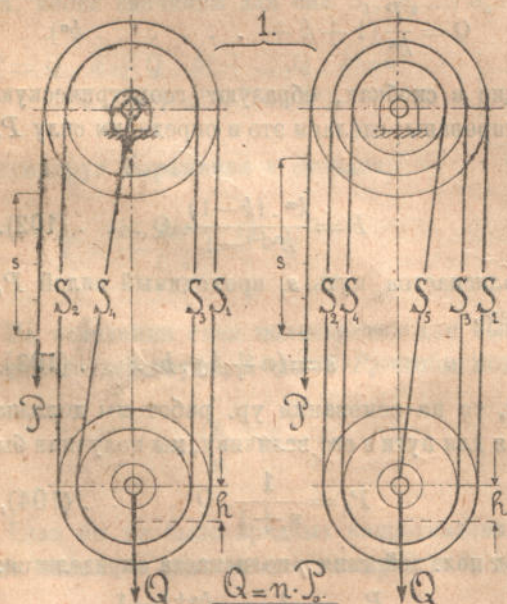
Если все неподвижные блоки полиспаста собраны в одной неподвижной обоймце (*Feste Flasche, Oberflasche; Moufle fixe, Moufle du haut; Fixed block, Upper block*), а все подвижные—в другой, подвижной обоймце (*Lose Flasche, Unterflasche; Moufle mobile, Moufle du bas; Moveable block, Running block*) и один и тот же

канат (или цепь) будет огибать последовательно все блоки, то полиспаст будет кратный (черт. 143). Потенциальный полиспаст отличается от кратного тем, что в нем имеется несколько подвижных обоймиц и несколько отдельных канатов; каждая подвижная обоймица висит на своем канате, а канат этот привешен к крюку следующей обоймицы и т. д. Пример потенциального полиспаста, для выигрыша в скорости, представлен на черт. 144 в применении к гидравлическому крану: на верхнем конце штока поршня, движущегося внутри цилиндра, укреплен подвижный блок; огибающая этот блок цепь левым своим неподвижным концом укреплена в стойке крана, а к подвижному правому ее концу привешена обоймица второго подвижного блока. Последний огибается второй, более тонкой, цепью, у которой правый, неподвижный, конец закреплен неподвижно, а левый, подвижный, конец у основания укосины огибает один неподвижный блок, поднимается наклонно вверх вдоль по укосине, в вершине ее огибает второй неподвижный блок, на чертеже не показанный, и затем уже опускается свободно вниз, где и служит для привешивания к нему поднимаемого груза.



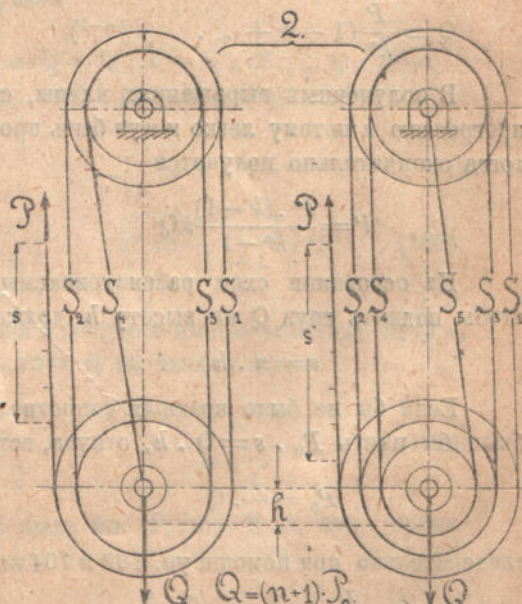
Черт. 144.

а. Канатные полиспасты для выигрыша в силе могут быть построены в различных комбинациях и с различным числом блоков. Несмотря, однако, на такое разнообразие, все эти полиспасты для расчета могут быть разделены на две большие группы: в одних свободный конец каната или цепи направляется в руку рабочего, сбегая с последнего неподвижного блока, как на черт. 143, а в других — с последнего подвижного блока; при этом число блоков и



Черт. 145.

Черт. 146.



Черт. 147.

Черт. 148.

способ закрепления другого, заднего конца гибкого тела (в верхней или в нижней обоймице) на характер расчета и на вид окончательных уравнений никакого влияния не оказывают. В виду полной аналогии мы в нижеследующем параллельно изложим расчет кратных полиспастов для выигрыша в силе для обеих групп сразу:

Группа 1.

Свободный конец цепи или каната
сбегает с неподвижного блока.

Схемы по черт. 145 и 146 *).

Группа 2.

Свободный конец цепи или каната
сбегает с подвижного блока.

Схемы по черт. 147 и 148 *).

Принимая обозначения, указанные на черт. 145—148, мы на основании предыдущего можем написать соотношения, одинаково применимые для полиспастов обеих групп,

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \frac{P}{k} \dots \dots \dots \\ S_2 &= \frac{S_1}{k} = \frac{P}{k^2} \dots \dots \dots \\ S_3 &= \frac{S_2}{k} = \frac{P}{k^3} \dots \dots \dots \\ &\dots \dots \dots \\ S_n &= \frac{S_{n-1}}{k} = \frac{P}{k^n} \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (100),$$

где n —число блоков в полиспасте.

Представим себе все канаты, на которых висит нижняя обоймица, перерезанными, тогда должно быть отдельно для каждой группы

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + \dots S_n. \quad Q = P + S_1 + S_2 + \dots S_n \dots (101);$$

вставляя в последнее уравнение выше полученные значения для сил $P, S_1, S_2, \dots S_n$, мы получим

$$Q = \frac{P}{k} + \frac{P}{k^2} + \dots \dots \dots \frac{P}{k^n}, \quad Q = P + \frac{P}{k} + \frac{P}{k^2} + \dots \dots \dots \frac{P}{k^n},$$

или

$$Q = \frac{P}{k^n} (1 + k + \dots \dots \dots k^{n-1}). \quad Q = \frac{P}{k^n} (1 + k + \dots \dots \dots k^n).$$

В полученных выражениях члены, стоящие в скобках, образуют геометрическую прогрессию и потому легко могут быть просуммированы; сделаем это и определим силу P , тогда окончательно получится

$$P = \frac{k^n \cdot (k-1)}{k^n - 1} \cdot Q \quad P = \frac{k^n \cdot (k-1)}{k^{n+1} - 1} \cdot Q \dots (102).$$

На основании схем рассматриваемых полиспастов путь s , проходимый силой P , чтобы поднять груз Q на высоту h , должен быть

$$s = n \cdot h \quad s = (n+1) \cdot h \dots (103).$$

Если бы не было вредных сопротивлений, то на основании ур. работ мы должны были бы иметь $P_0 \cdot s = Q \cdot h$, откуда, вставляя для пути s его величину, мы получили бы

$$P_0 = \frac{1}{n} \cdot Q \quad P_0 = \frac{1}{n+1} \cdot Q \dots (104),$$

следовательно при помощи ур. 102 и 104 коэфф-т пол. действия η полиспаста определится:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{n} \cdot \frac{k^n - 1}{k^n \cdot (k-1)} \quad \eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{k^{n+1} - 1}{k^n \cdot (k-1)} \dots (105).$$

б. Кратные полиспасты для выигрыша в скорости по своему устройству совершенно не отличаются от рассмотренных выше полиспастов для выигрыша в силе, но

*) Для большей ясности на чертежах схем блоки показаны все различного диаметра, но большую часть в практике в каждой обоймице все блоки одинакового диаметра, как это ясно видно на черт. 141, 142 и 143, а также на черт. 86 на 72-й стр.

действующее усилие P в них приложено к подвижной обоймце, а поднимаемый груз Q привешивается к свободному концу гибкого тела. Таким образом схемы полиспастов для выигрыша в скорости будут те же (черт. 145—148), нужно только переменить места сил P и Q и в соответствии с этим обернуть направление вращения всех блоков. Так как блоки теперь вращаются в обратную сторону, то концы канатов, бывшие прежде сбегающими, напр., с верхнего блока, теперь будут на него набегать и наоборот. При расчете полиспасты для выигрыша в скорости, подобно предыдущему, также могут быть разделены на две группы:

Группа 1.

Грузовой конец цепи или каната набегает на неподвижный блок.

Схемы по черт. 145 и 146.

Группа 2.

Грузовой конец цепи или каната набегает на подвижной блок.

Схемы по черт. 147 и 148.

Примем опять обозначения, указанные на черт. 145—148, а также сделанное выше замечание относительно направления вращения всех блоков полиспаста, тогда можно написать соотношения, одинаково применимые для полиспастов обеих групп

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= Q \cdot k \\ S_2 &= S_1 \cdot k = Q \cdot k^2 \\ &\dots \dots \dots \\ S_n &= S_{n-1} \cdot k = Q \cdot k^n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (106),$$

где n — число блоков в полиспасте.

Для нижней, подвижной, обоймцы должно существовать условие

$$P = S_1 + S_2 + \dots + S_n \quad | \quad P = Q + S_1 + S_2 + \dots + S_n \dots (107),$$

откуда, внося значения для сил S_1, S_2, \dots, S_n , получаем

$$\left. \begin{aligned} P &= Q \cdot k + Q \cdot k^2 + \dots + Q \cdot k^n = \\ &= Q \cdot (k + k^2 + \dots + k^n), \end{aligned} \right| \quad \left. \begin{aligned} P &= Q + Q \cdot k + Q \cdot k^2 + \dots + Q \cdot k^n = \\ &= Q \cdot (1 + k + k^2 + \dots + k^n), \end{aligned} \right.$$

или, суммируя выражение в скобках,

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{k \cdot (k^n - 1)}{k - 1} \cdot Q \\ P &= \frac{k^{n+1} - 1}{k - 1} \cdot Q \end{aligned} \right\} \dots \dots (108).$$

На основании схем полиспастов для выигрыша в скорости имеем величину пути s , проходимого действующей силой P , чтобы поднять груз Q на высоту h

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{n} \\ s &= \frac{h}{n+1} \end{aligned} \right\} \dots \dots (109).$$

Если бы не было вредных сопротивлений, то было бы $P_0 \cdot s = Q \cdot h$, что, принимая во внимание зависимость между s и h , даст

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= n \cdot Q \\ P_0 &= (n+1) \cdot Q \end{aligned} \right\} \dots \dots (110),$$

следовательно коэфф-т пол. действия η полиспаста для выигрыша в скорости будет равен

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{P_0}{P} = n \cdot \frac{k-1}{k \cdot (k^n - 1)} \\ \eta &= \frac{P_0}{P} = (n+1) \cdot \frac{k-1}{k^{n+1} - 1} \end{aligned} \right\} \dots \dots (111).$$

6. Потенциальные полиспасты применяются только для выигрыша в скорости, так как применение их для выигрыша в силе, даже при весьма незначительной высоте подъема груза, потребовало бы устройства очень высоких опор для прикрепления блоков и концов канатов или цепей, что конечно, представляет значительное неудобство. В потенциальном полиспасте представленном на черт. 149, имеется 4 подвижных блока—I, II, III и IV, которые собственно и составляют полиспаст, а неподвижный блок B служит лишь для того, чтобы отклонить канат S_3 на 180° . Допустим, что действующая сила P прошла путь s , тогда обоймица первого подвижного блока пройдет путь $h_1 = s$, конец же каната S_2 при этом должен сократиться на длину $l_1 = 2s$; обоймица второго подвижного блока опустится на $h_2 = 2s$, а конец каната S_4 сократится опять на двойную длину, т.е. на $l_2 = 2 \cdot h_2 = 2 \cdot 2s = 2^2 \cdot s$; третий подвижной блок опустится на $h_3 = 4s$, а конец каната S_6 сократится на длину $l_3 = 2 \cdot h_3 = 2 \cdot 4s = 2^3 \cdot s$ и т. д., вообще конец S_{2n} каната, набегающий на n -ый подвижной блок потенциального полиспаста, должен сократиться на длину $l_n = 2^n \cdot s$; если этот последний конец перекинуть через неподвижный блок и к нему привесить груз Q , как это представлено на черт. 149, то он будет при этом поднят на высоту $h = l_n$ или

$$h = 2^n \cdot s \quad (112)$$

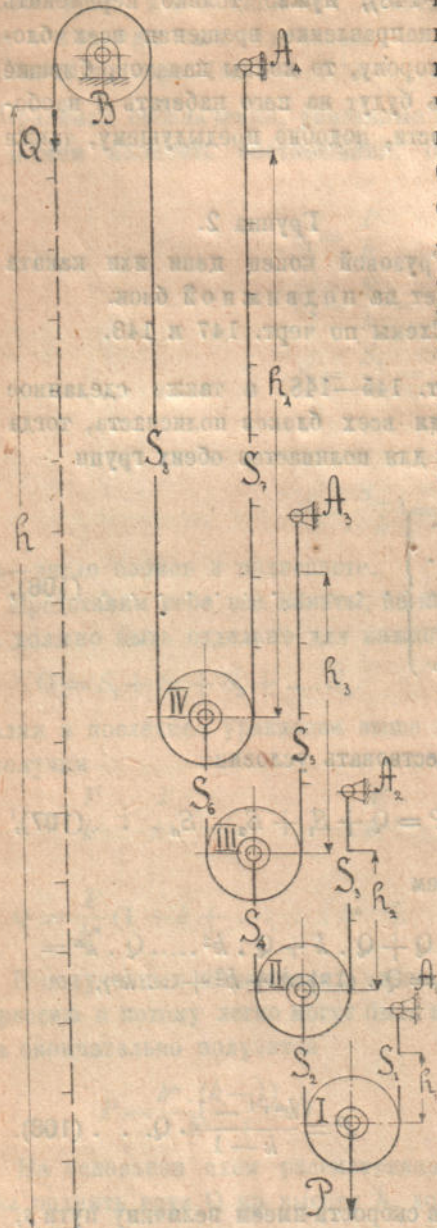
где n — число подвижных блоков потенциального полиспаста.

Потенциальные полиспасты при небольшом сравнительно числе блоков дают большой выигрыш в скорости, значительно больший, чем полиспасты кратные; чтобы выиграть в скорости или—что то же—в длине хода, напр., в 16 раз, нужен кратный полиспаст с 15 или 16 блоками (черт. 145—148), а в потенциальном полиспасте того же результата можно достигнуть уже при 4 или 5 только блоках (черт. 149), смотря по тому, какое движение должен иметь последний восходящий конец каната.

При отсутствии вредных сопротивлений, как не трудно сообразить, усилие P рабочего, необходимое для поднятия груза Q , должно быть

$$P_0 = 2^n \cdot Q \quad (113)$$

а если эти сопротивления принять во внимание, то при расчете полиспаста нужно идти последовательно и для каждого блока написать по два ур.: одно—соотношение между натяжениями концов огибающего его гибкого тела, а другое—сумма давлений на ось.



Черт. 149.

$$\begin{array}{lcl}
 \text{Блок I,} & P = S_1 + S_3; & S_1 = k \cdot S_3; \\
 \text{II,} & S_2 = S_3 + S_4; & S_3 = k \cdot S_4; \\
 \text{III,} & S_4 = S_5 + S_6; & S_5 = k \cdot S_6; \\
 \text{IV,} & S_6 = S_7 + S_8; & S_7 = k \cdot S_8; \\
 \vdots & \vdots & \vdots \\
 \text{n-ый,} & S_{2n-2} = S_{2n-1} + S_{2n}; & S_{2n-1} = k \cdot S_{2n}; \\
 \text{B} & S_{2n} = k \cdot Q. &
 \end{array} \quad (114)$$

В потенциальном полиспасте натяжения отдельных частей веревки или цепи настолько разнятся между собою, что выгодно употреблять веревки или цепи разной толщины, поэтому для веревочного потенциального полиспаста в ур. 114 величина коэф-та k будет другая для каждого отдельного блока, но мы будем для упрощения считать, что у нас полиспаст цепной и, следовательно, величина k одинакова для всех блоков.

Из полученных уравнений можно последовательно исключить все силы $S_1, S_2, S_3, \dots, S_{2n}$ и получить зависимость между данным грузом Q и искомой силой P ; действительно

$$\begin{array}{ll}
 \text{для блока I,} & P = S_2 + k \cdot S_2, \quad \text{следов. } S_2 = \frac{P}{(k+1)}; \\
 \text{II,} & S_3 = \frac{P}{(k+1)} = S_4 + k \cdot S_4, \quad S_4 = \frac{P}{(k+1)^2}; \\
 \text{III,} & S_4 = \frac{P}{(k+1)^2} = S_6 + k \cdot S_6, \quad S_6 = \frac{P}{(k+1)^3}; \\
 \vdots & \vdots \\
 \text{n-ого,} & S_{2n-2} = \frac{P}{(k+1)^{n-1}} = S_{2n} + k \cdot S_{2n}, \quad S_{2n} = \frac{P}{(k+1)^n},
 \end{array}$$

и, наконец, для блока B— $S_{2n} = k \cdot Q$, откуда находим

$$P = k \cdot (k+1)^n \cdot Q \quad (115)$$

Коэф-т пол. действия потенциального полиспаста с одним направляющим блоком на основании ур. 114 и 115 будет

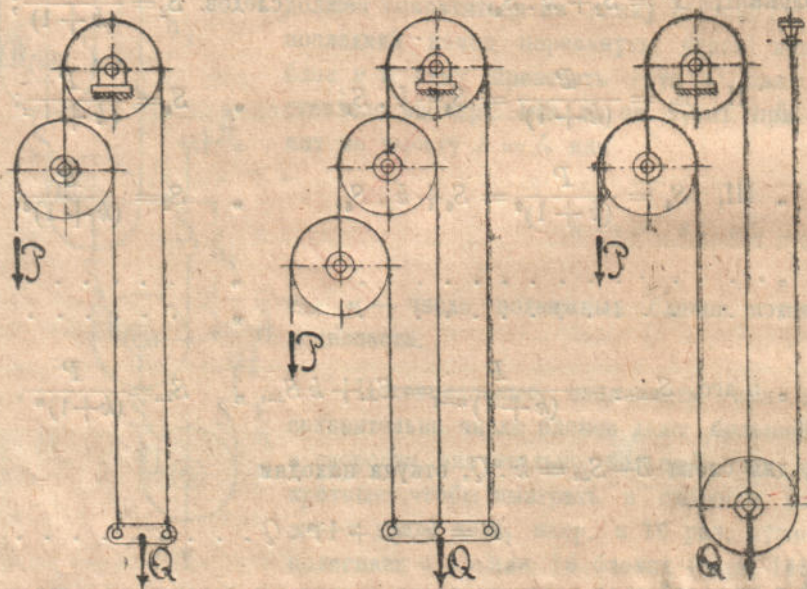
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{2^n}{k \cdot (k+1)^n} \quad (116)$$

Размеры цепей или канатов в потенциальном полиспасте надо определить по натяжениям $S_1, S_3, S_5, \dots, S_{2n-1}$, а длину их надо сообразить, поставив все подвижные блоки в самое низкое их положение и наметив соответственно высоте под'ема $h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$ каждого блока точки подвеса $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$, оставляя при этом еще некоторый запас, как показано на черт. 149.

В рассмотренном полиспасте каждый подвижной блок висит на двух концах гибкого тела (I—на концах S_1 и S_3 ; II—на концах S_3 и S_5 и т. д.), поэтому в ур. 112, определяющем высоту h под'ема груза по длине пути s действующей силы, числом,

которое возвышается в степень и является именно число 2; возможны, следовательно, передаточные числа — степени двух, т. е. 2, 4, 8, 16, 32... Вместо комбинации потенциального полиспаста из одиночных подвижных блоков его можно скомбинировать из ряда кратных полиспастов, типа черт. 147 или 148, таким образом, что самый нижний полиспаст будет подвешен к следующему, тот опять к третьему и т. д.; если подвижной блок каждого составляющего кратного полиспаста будет висеть на p канатах, а потенциальный полиспаст будет составлен из m таких групп, то взамен ур. 112 мы будем иметь зависимость $h = p^m \cdot s$. Если для примера скомбинировать потенциальный полиспаст из двух кратных полиспастов (типа черт. 147) каждый с двух блоках, то подвижной блок каждого кратного полиспаста будет висеть на трех (S_1, S_2 и S_3 на черт. 147) концах гибкого тела ($p=3$), поэтому мы будем иметь $h = p^m \cdot s = 3^2 \cdot s = 9s$.

Можно, наконец, скомбинировать потенциальный полиспаст из нескольких групп различных полиспастов и одиночных блоков; тогда зависимость между h и s выразится в общей форме уравнением $h = p_1^{m_1} \cdot p_2^{m_2} \cdot p_3^{m_3} \cdot s$, в котором m, t, u — число отдельных подвижных групп или кратных полиспастов, составляющих потенциальный полиспаст, а p_1, p_2 и p_3 — число концов гибкого тела, на которых в этих группах висят подвижные блоки, при чем безразлично, в какой последовательности эти группы привешены одна к другой. Потенциальные полиспасты такого сложного вида иногда называют полиспастами сложными или также групповыми *Gruppenflaschenzug* — *Mouflage à plusieurs groupes* — *Group pulley blocks*) и в практике почти не применяются.

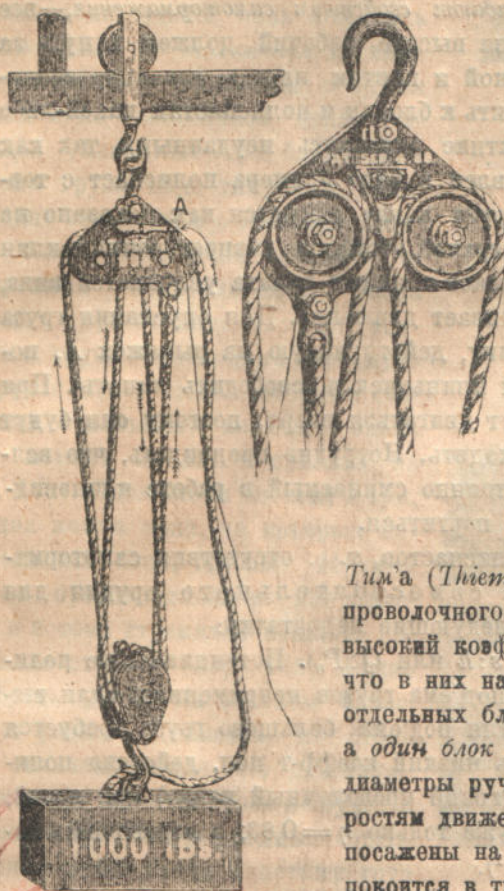


Черт. 150.

Возможны и иные какие-нибудь комбинации блоков, напр., как показано в трех образцах на черт. 150; для всех подобных схем полиспастов, имеющих скорее теоретический интерес, невозможно составить какой-либо общей зависимости между h и s или Q и P , и потому каждый отдельный случай необходимо решать самостоятельно, подобно тому как было показано выше для кратных и потенциальных полиспастов.

г. Конструкция частей полиспастов. Все блоки полиспаста, которые должны быть заключены в одной общей обоймце, большею частью насаживаются вольно на одну общую ось. Эта ось неподвижно закреплена в обоймце, несущей крючки или петлю (черт. 140—143) и должна быть рассчитана на изгиб и изнашивание от вращающихся на ней свободно блоков. Так как в кратном полиспасте натяжения концов канатов или цепей, огибающих блоки полиспаста, разнятся между собою сравнительно мало, то

при расчете оси все давления от втулок блоков на ось можно считать одинаковыми. Чтобы ось не получилась слишком толстою (чтобы не увеличивать коэфф-та k), а также, чтобы блоки, оживленные разными скоростями, не терлись друг об друга, между ними



Черт. 151.

проложены железные пластинки, плотно обхватывающие ось блоков и прочно связанные с обоймцей (см. на табл. 7, фиг. 8 и 9); при такой конструкции ось может быть рассматриваема как лежащая на нескольких опорах и потому может быть сделана тоньше—как в простой одноблочной обоймце, тогда коэфф-т k для многоблочной обоймцы будет одинаков с полученным выше для одиночного блока.

Втулки блоков трудно хорошо смазать, они быстро изнашиваются, при этом блокчи начинают косить и тереться друг об друга и о промежуточные пластинки своими бортами; это добавочное сопротивление крайне вредно отражается на коэфф-те пол. действия полиспаста. Несколько лет тому назад завод

Тима (Thiet & Töwe in Halle) выпустил полиспасты для проволочного каната, в которых удалось получить весьма высокий коэфф-т. пол. действия, главным образом потому, что в них на одной оси обоймцы посажено не несколько отдельных блоков одного диаметра, как это обычно делается, а один блок с несколькими ручьями для каната, при чем диаметры ручьев подобраны соответственно различным скоростям движения каждого витка каната на блоке. Блоки посажены на осях не вольно, а на шпонках, сама же ось покоится в тщательно пригнанных подшипниках на шариках; коэфф-т пол. действия 7-мблочного полиспаста по данным завода получается около 0,97 вместо обычных 0,89.

Рассмотрим для примера блок, представленный на черт. 146 и обозначим v —скорость восходящего движения груза, тогда в верхней обоймце конец S_5 будет набегать на блок со скоростью v ; конец S_2 —со скоростью $3v$, и конец S_1 —со скоростью $5v$, следовательно радиусы ручьев на верхнем блоке должны относиться как числа 1:3:5. В нижней подвижной обоймце конец S_3 будет сбегать со своего блока со скоростью (равной относительной скорости движения этого конца каната по отношению к движущемуся поступательно блоку) $3v - v = 2v$; конец каната S_4 —со скоростью $5v - v = 4v$ —следовательно радиусы соответствующих ручьев должны относиться как числа 2:4 или 1:2. Если отношения между радиусами получаются очень большие, напр., 1:3:5:7 и желательно избежать блоков слишком большого размера, то можно первый блок радиуса 1 поставить на своей отдельной оси, а остальные три блока с отношением радиусов 3:5:7 соединить в один, подобрав только соответственным образом радиусы, напр., $1 : \frac{5}{3} : \frac{7}{3}$.

Обоймца для блоков строится или в виде простой серьги, откованной из железа в одно целое с траверсой для крюка, или же она составляется из двух железных листов, связанных между собою в нескольких местах болтами. Полезно этим листам придавать такую форму, чтобы они вполне прикрывали блоки и места схода с них канатов или цепей, чтобы рабочие не могли попасть рукой между набегавшей цепью или канатом и ободом блока и повредить себе руку. Для большей прочности наружные листы обоймцы часто укрепляют толстыми полосами, назыв.

щеками, сквозь которые продеваются концы траверсы и оси для блоков; полосы рассчитывают на растяжение, допуская в виду возможности изгиба (если обоймица займет наклонное положение) очень небольшое напряжение, около $Z \approx 2,5 \text{ kg/mm}^2$.

Все полиспасты и простые блоки не обладают свойством самотормажения, — все время, пока поднимаемый груз находится на высоте, рабочий должен тянуть за свободный конец цепи или каната с известной и притом иногда довольно значительной силой. Было много попыток пристроить к блокам и полиспастам какой-либо тормаз, но все подобные устройства на практике оказались неудачными, так как сильно портят канаты. На черт. 151 представлен в виде примера полиспаст с тормазом „Детруа“ (Detroit): при опускании груза канат движется как показано на чертеже стрелками, поэтому находящийся в верхней обоймице равносторонний клин проходящими под ним двумя сбегающими с блоков концами каната увлекается вниз, плотно вдавливаясь между ними и останавливает движение. Для опускания груза нужно потянуть за особую тонкую веревочку, действующую на рычажок А, помощью рычажка приподнять вышеуказанный клинышек и освободить канаты. При подеме груза те же две ветви каната будут двигаться вверх, поэтому они будут клин приподнимать и свободно под ним проходить. Нетрудно предвидеть, что всякий канат, пеньковый или проволочный, постоянно сминаемый в работе клиновидной тормазной колодкой, будет очень быстро портиться.

Кроме этого основного недостатка полиспастов, т. е. отсутствия самотормажения, ограничивающего применения их как самостоятельного орудия для подема грузов, полиспастам присущи еще следующие недостатки:

1. Малое передаточное число (отношение $s:h$ или $Q:P_0$). Потенциальные полиспасты, как уже было указано выше, для подема грузов неприменимы (для выигрыша в силе), а в кратных полиспастах для подема большого груза требуется очень много блоков, при чем получается очень низкий коэфф-т пол. действия полиспаста. Для $k=1,04$ (цепь или хороший гибкий проволочный канат) при $n=2$, $\eta=0,95$; при $n=5$, $\eta=0,90$; а при $n=8$, уже только $\eta=0,83$; в веревочных полиспастах коэфф-т пол. действия еще ниже ¹⁾.

2. Для подема значительного груза на не очень даже большую высоту требуется очень большая длина канатов или цепей.

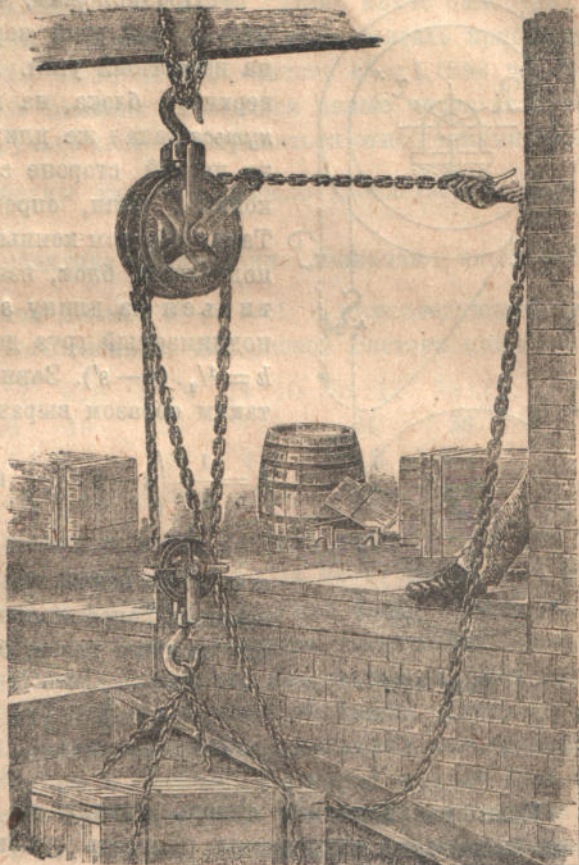
3. Сильное и неравномерное изнашивание канатов и цепей, а также блочков полиспастов.

В настоящее время полиспасты главным образом применяются в помощь роботу, чтобы уменьшить натяжение конца цепи или каната, наматываемого на барабан ворота, затем они часто также служат как ходоуменьшители при гидравлических, паровых и воздушных подъемниках и кранах и лишь в исключительных случаях для временных целей, ими пользуются как самостоятельным прибором для подема какого-нибудь тяжелого предмета, или для преодоления какого-либо значительного сопротивления.

33. Дифференциальный блок Вестона (Weston), изобретенный в 1830 г. для работы цепью, обладает свойством самотормажения и потому до самого последнего времени пользовался громадным распространением, несмотря на то, что работает с очень низким коэфф-том пол. действия. Со времени появления на рынке блоков Беккера и др., построенных по тому же принципу, блок Вестона мало-по-малу стал ими вытесняться, однако и теперь еще он применяется весьма часто; некоторые лица даже дают ему предпочтение, находя, что он надежнее в работе и требует меньше ремонта, так как проще по конструкции и составлен из меньшего числа отдельных частей.

¹⁾ Во всех предыдущих расчетах веса цепей и канатов и нижней обоймицы не были приняты во внимание: при значительном весе этих элементов (большой груз, высокий подъем) коэфф-т полезного действия полиспаста будет значительно ниже, чем дают соответствующие формулы.

Блок Вестона (черт. 152) состоит: из верхней неподвижной обоймицы с двумя отлитыми в одно целое блоками различного диаметра для цепи, при чем ручки обоих блоков снабжены ячейками для звеньев цепи, чтобы цепь ложилась на эти блоки *без скольжения*, из нижней подвижной обоймицы с одним блоком и из бесконечной цепи, огибающей указанные три блока. Для подъема груза надо тянуть за цепь, свободно сбегаящую с большего верхнего блока; если цепь оставить, то внутренние сопротивления блока удержат груз от падения; для опускания груза необходимо потянуть за другой конец цепи, свободно сбегаящий с меньшего верхнего блока (этот момент именно и показан на черт. 152). Идея блока состоит в том, что два конца цепи, на которых висит нижний блок, огибают верхний блок в противоположных направлениях и потому стремятся вращать его в разные стороны (черт. 153). Можно подобрать ручки на верхнем блоке, хотя и разного диаметра, но столь мало отличающимися, что действующий момент на этом блоке не будет в состоянии преодолеть вредные сопротивления всего блока и потому груз опускаться не будет ¹⁾.



Черт. 152.

При опускании груза конец 2 цепи (черт. 153) будет сбегать с нижнего блока, а конец 1 на него будет набегать, следовательно между натяжениями этих концов цепи при опускании груза должна существовать зависимость $S_2 = k \cdot S_1$. Верхний блок при опускании груза вращается против часовой стрелки, конец 1 с него сбегает, а конец 2 на него набегает, при чем каждый конец цепи действует на своем плече (R и r), поэтому при самотормажении для верхнего блока должно быть соблюдено условие

$$S_1 \cdot R < k \cdot S_2 \cdot r,$$

откуда на основании написанного выше соотношения между S_1 и S_2 получается зависимость

$$S_1 \cdot R < k^2 \cdot S_1 \cdot r$$

или

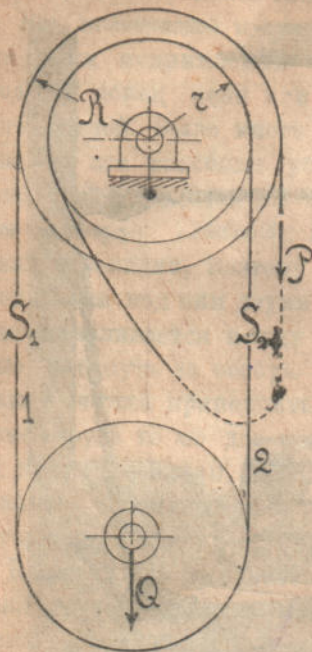
$$\frac{R}{r} < k^2 \dots \dots \dots (117).$$

выражающая условие самотормажения блока Вестона ²⁾.

¹⁾ Были попытки построить по тому же принципу дифференциальный блок для пенькового каната, но они не повели к сколько-нибудь удовлетворительному результату—поднятый груз часто свалился, а канаты очень быстро перетирались.

²⁾ Такой расчет не вполне точен, так как в нем не принято во внимание, что кроме концов 1 и 2 цепи, нагруженных грузом Q , в движении еще участвует свободно свешивающаяся с верхнего блока петля цепи, также вносящая некоторое, хотя сравнительно и небольшое, сопротивление.

Займемся теперь нахождением силы P , требуемой для под'ема груза Q , и определением коэфф-та пол. действия η блока при под'еме груза.



Черт. 153.

Предположим, что сила P при под'еме груза прошла путь s , при этом верхний неподвижный блок повернется на известный угол. Несомненно, что при таком повороте верхнего блока, на него на одной стороне должна *навернуться* такая же длина s конца 1 цепи и в то же время на другой стороне с него должна будет *сойти* длина s' конца 2 цепи, определяемая соотношением $s' = s \cdot r/R$. Таким образом концы 1 и 2 цепи, на которых висит нижний подвижной блок, взятые вместе, должны будут сократиться на длину $s - s'$, а потому самый блок и с ним поднимаемый груз должны будут подняться на высоту $h = \frac{1}{2} \cdot (s - s')$. Зависимость между s и h в блоке Вестона таким образом выразится условием:

$$h = \frac{1}{2} \cdot \left(s - s \cdot \frac{r}{R} \right) \quad \text{или} \quad s = \frac{2}{1 - \frac{r}{R}} \cdot h \quad (118),$$

откуда на основании ур. работ находим, что при отсутствии вредных сопротивлений действующее усилие, необходимое для под'ема груза, было бы

$$P_0 = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{R} \right) \cdot Q \quad (119).$$

Если мы пожелаем теперь принять во внимание вредные сопротивления в блоке Вестона, то мы должны написать условия равновесия для нижнего и верхнего блоков, имея при этом в виду, что *при под'еме груза оба блока вращаются по часовой стрелке*.

Для нижнего блока имеем:

$$S_1 = k \cdot S_2 \quad \text{и} \quad Q = S_1 + S_2,$$

откуда находим:

$$S_1 = \frac{k}{k+1} \cdot Q \quad \text{и} \quad S_2 = \frac{1}{k+1} \cdot Q \quad (120).$$

Для верхнего блока можно с достаточною точностью написать ур. моментов ¹⁾:

$$P \cdot R + S_2 \cdot r = k \cdot S_1 \cdot R;$$

вставляя в это уравнение найденные выше величины для S_1 и S_2 и решая его относительно P , находим

$$P = \frac{k^2 - \frac{r}{R}}{k+1} \cdot Q$$

и далее, на основании ур. (119),

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{R} \right) \cdot \frac{k+1}{k^2 - \frac{r}{R}} \quad (122).$$

¹⁾ Коэфф-т k здесь получается значительно больше, чем для простого блока, так как радиус R звездочки *очень мал* по сравнению с радиусом блока.

Коэфф-т k (для цепи) должен быть определен на основании ур. 84, принимая во внимание, что грузовая цепь в то же время является и рабочей цепью:—ее нельзя хорошо смазывать, так как она должна быть почти сухой, иначе она будет скользить в руке рабочего. В виду этого в данном случае надо считать приблизительно $k=1,06$ до $1,08$, и соответственно этому можно считать $k^2=1,1236$ до $1,1664$ ¹⁾. Так как в ручьях верхних блоков должны уместиться целые числа звеньев цепи, то отношение между радиусами ручьев должно выражаться отношениями целых чисел, которые должны быть выбраны так, чтобы было удовлетворено условие $\frac{R}{r}$

или $\frac{Z}{z} < 1,1236$ до $1,1664$ ²⁾. В практике обыкновенно назначают числа зубцов на верхнем блоке от 7 до 15 и при этом делают $Z-z=1$; в нижеследующей табличке приведены числовые значения, вычисленные для блоков Вестона при $k=1,08$ ²⁾.

	при $R:r=Z:z=8:7$	9:8	10:9	11:10	12:11	13:12.
(ур. 118)	$s:h=16$	18	20	22	24	26.
(ур. 121)	$Q:P=7,1$	7,5	7,8	8,1	8,2	8,3.
(ур. 122)	$\eta=0,44$	0,42	0,39	0,37	0,34	0,32.

Благодаря большому отношению в блоке Вестона между s и h , для под'ема груза на небольшую даже высоту нужно через блоки пропустить очень большую длину цепи; вследствие этого цепь и выступы в ячейках блока сильно стираются, не говоря уже о том, что приходится на это движение затрачивать очень много времени. В видах возможного ослабления указанного недостатка выгодно пристроить к блоку Вестона зубчатую передачу; образец верхней обоймицы такого блока представлен на табл. 7, фиг. 12—13. Затем заслуживает внимания конструкция блока Вестона, выполняемая заводом *Bechem & Keetman*, в которой верхний блок посажен на своем валу на шпонке, а самый вал приводится во вращение помощью особого канатного или цепного блока так же, как это выполнено у всех блоков типа Беккера; при таком устройстве грузовую цепь можно хорошо смазать и тогда значительно уменьшится жесткость цепи и ее изнашивание и повысится коэфф-т пол. действия блока.

При сварке концов цепи для блока Вестона нужно предварительно перекрутить цепь один раз, так как затем при наложении ее на верхний блок (который она огибают двойной петлей) цепь должна будет вывернуться в обратную сторону и, следовательно, будет огибать оба блока ровно не закручиваясь.

Б. Домкраты.

Домкраты служат для под'ема грузов на сравнительно небольшую высоту, редко более 1 метра, и при под'еме непосредственно *упираются из-под низу* в поднимаемый предмет, резко этим отличаясь от всех прочих приборов для под'ема тяжелых предметов, *подвешиваемых* обыкновенно к грузопод'емной машине помощью цепей или канатов. Эту особенность домкратов при пользовании ими необходимо иметь в виду и в течение всего под'ема *внимательно поддерживать поднимаемый предмет с боков*, чтобы он не мог опрокинуться и искалечить людей, занятых при под'еме.

Домкрат дает возможность легко и быстро произвести небольшой под'ем иногда громадного груза и должен представлять из себя *легкое* для перевозки, *компактное*,

¹⁾ Эти соотношения не вполне точны, т. к. согласно ур. 12 отношение между радиусами двух звездочек не равно отношению между числами зубцов или ячеек звездочек.

²⁾ Более точное определение внутренних сопротивлений в блоке Вестона см. в сочинении «*Ernst Hebezeuge*».

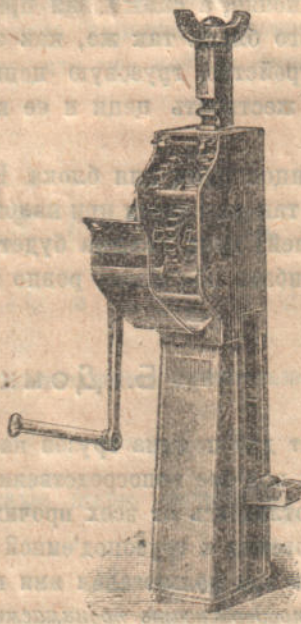
возможно простое по конструкции и при всем этом сильное вспомогательное орудие, большею частью для временной работы, поэтому вопрос об экономичности работы домкрата имеет лишь второстепенное значение. Домкраты строятся для ручного действия и могут быть рычажные (*Hebelade; Cric à levier; Lever—jack*), в настоящее время применяемые лишь в исключительных случаях, напр. для подема экипажей, реечные или с зубчатой рейкой (*Zahnstangen-Winde; Cric à crémaillère; Rack and pinion jack*), винтовые (*Schrauben-Winde; Cric à vis, Vérin* или *Verrin; Screw—jack*) и гидравлические (*Hydraulische Winde; Vérin hydraulique; Hydraulic—jack*).

Домкраты обыкновенно строятся на усилие одного рабочего от 20 (для более слабых домкратов) до 40 *kg* (для более сильных домкратов), но проверку прочности всех деталей домкрата необходимо делать, считая усилие на рукоятке до 50 *kg*, так как рабочие, не понимая предельности груза, а также часто не зная веса поднимаемого предмета, легко могут перегрузить домкрат, соображаясь только с силой, какую они вообще способны развить на рукоятке домкрата.

34. Реечные домкраты представляют собою металлическую (черт. 155) или деревянную, обитую железом коробку (черт. 154), в которой ходит зубчатая рейка, снабженная в верхней своей части особой шапкой, а у основания боковым, выступающим из коробки наружу, башмаком. Когда поднимаемый предмет стоит настолько высоко, что весь домкрат может под ним уместиться, тогда для подема в него упирают верхнюю головку домкрата; если же предмет расположен очень низко, то под него подводят нижний башмак. В первом случае рейка домкрата будет испытывать эксцентрическое сжатие, а во втором—растяжение. Рейка домкрата приводится в движение помощью рукоятки, при чем между валом рукоятки и рейкой, смотря по силе домкрата, имеются одна или две зубчатые передачи; рейка движется в направляющих, имеющих внутри коробки домкрата, а валы зубчатых передач покоятся во втулках, укрепленных в железных листах, которые образуют оковку деревянной коробки домкрата (черт. 154) или



Черт. 154.



Черт. 155.



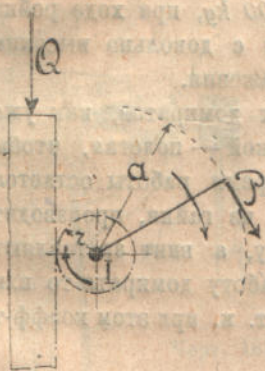
Черт. 156.

же составляют стенку коробки домкрата, если он весь изготовлен из железа (черт. 155, а также на табл. 15, фиг. 11—14). Так как механизм реечного домкрата не обладает свойством самотормажения, то на одном из валов передачи должен быть посажен храповик; некоторые заводы в видах безопасности снабжают свои домкраты безопасной рукояткой.

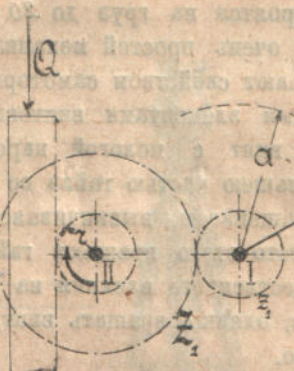
Зубчатая рейка, как элемент для подъема тяжестей, кроме применения ее в домкратах, также еще применяется для подъема щитов плузов в плотинах и других гидравлических сооружениях (см. табл. 12, фиг. 16—17); кроме того, она может быть применена и для подъема тяжестей в подвешенном состоянии, — для этого нужно только подвесить коробку домкрата, в которой укрепляется весь механизм домкрата, к какой-нибудь выше расположенной опоре, а зубчатую рейку (черт. 156) внизу загнуть в виде крюка.

Радиус a рукоятки в домкратах назначают не более 200 до 250 mm , чтобы она не занимала много места и не мешала бы работе в тесном месте; высоту вала рукоятки обыкновенно назначают около 500 mm от полу.

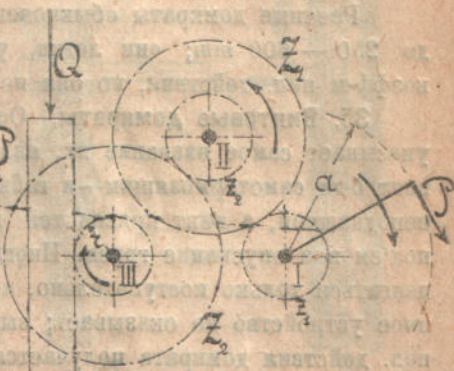
Число зубцов, в видах получения более уютного механизма, умещающегося внутри коробки домкрата, обыкновенно берут $z=4$ или 5 и $Z=13$ до 20 (в исключительных случаях до 28, при чем зубцы большею частью очерчиваются по циклическим кривым; чаще всего применяется точечное зацепление (образующими кругами являются сами полюиды и гипоциклоиды обращаются в точки). Зубчатые колеса и рейка делаются цельными, с выфрезерованными в них зубцами; зубцы малых шестерен обыкновенно врезаются непосредственно в валу. Материалом для этих деталей служат лучшее железо, цементованное, с закаленными поверхностями зубцов, или кованая сталь; для железа допускают напряжение изгиба в зубцах $B \leq 10—16 \text{ kg/mm}^2$, а для стали в практике нередко можно наблюдать напряжения, доходящие до $B \leq 37 \text{ kg/mm}^2$.



Черт. 157.



Черт. 158.



Черт. 159.

Шаг зацепления каждой зубчатой передачи может быть определен из расчета на изгиб, пользуясь данным выше ур. 35 (на стр. 92) для расчета храповиков, для чего в него нужно вставить величины $e=0,5$; $u=0,7$, и $c=1$ до 1,2. Имея в виду, что основания зубцов должны получаться сильно подрезанными, при первоначальном расчете лучше задаваться несколько пониженными напряжениями материала, с тем, чтобы затем, когда зубцы будут вычерчены и все их размеры точно выяснены, произвести вторичный, проверочный расчет зубца на изгиб по действительным получившимся размерам его в опасном сечении. Некоторые заводы в домкратах на большую подъемную силу заставляют зацепляться с рейкой не одну, а две шестерни, тогда каждая шестерня должна рассчитываться не на весь груз, а только на половину, благодаря чему вся передача получается легче; иногда эти две шестерни помещают по ту и другую сторону рейки, а на рейке нарезают зубцы с двух сторон, тогда рейка будет нагружаться более центрально и будет работать в более выгодных условиях.

Усилие рабочего на рукоятке домкрата, необходимое для поднятия груза, может быть определено из уравнений:

а) домкрат без промежуточной передачи — шестерня, находящаяся в зацеплении с рейкой, посажена на валу рукоятки (черт. 157).

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{a} \cdot Q$$

б) домкрат с простой зубчатой передачей—шестерня, находящаяся в зацеплении с рейкой, посажена на втором валу (черт. 158).

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{Z_1} \cdot Q \quad (123,а);$$

в) домкрат с двойной зубчатой передачей — шестерня находящаяся в зацеплении с рейкой, посажена на третьем валу (черт. 159).

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot Q \quad (123,б).$$

В этих уравнениях коэфф-т пол. действия домкрата можно принимать

для случая а) . . . η = от 0,80 до 0,86,

б) . . . η = от 0,80² до 0,86² = от 0,64 до 0,74,

в) . . . η = от 0,80³ до 0,86³ = от 0,51 до 0,64,

при чем меньшие значения применимы для домкратов грубой обработки и сборки, при плохом уходе, а большие значения—для домкратов с фрезованными зубцами, тщательно собранных и при хорошем уходе.

Реечные домкраты обыкновенно строятся на груз до 20 000 kg, при ходе рейки до 250 — 600 mm; они легки, у них очень простой механизм с довольно высоким коэфф-м пол. действия, но они не обладают свойством самотормажения.

35. Винтовые домкраты. Основными элементами винтовых домкратов, как уже указывает самое название их, являются винт с пологой нарезкой — пологая, чтобы винт был самотормозящим—и гайка; большею частью гайка во время работы остается неподвижной, а винт приводится во вращение и, вывинчиваясь из гайки, производит подъем или опускание груза. Иногда вместо этого вращают гайку, а винт заставляют двигаться только поступательно, но существенного влияния на работу домкрата то или иное устройство не оказывает; выгоднее, однако, вращать винт, т. к. при этом коэфф-т пол. действия домкрата получается выше.

На черт. 160—167 приведены наиболее ходовые типы винтовых домкратов.

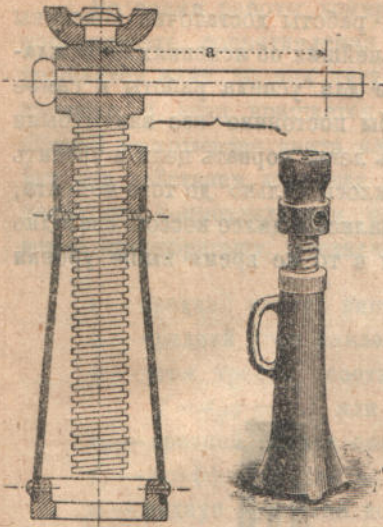
На черт. 160 представлен так называемый *бутылочный домкрат* (название объясняется внешней формой домкрата) с *воротком*, в котором винт приводится во вращение простой ручкой—воротком; если место для работы воротком слишком тесно, то применяют ручку с *храповиком* (черт. 161 и 165).

На черт. 161 представлен домкрат с *закрытой стойкой*, на черт. 163 — с *тремя ножками* и на черт. 165 — на *салазках*, помощью которого можно данный предмет поднимать и в приподнятом состоянии несколько переместить в горизонтальном направлении; при этом боковом передвижении груза рабочий должен преодолеть сопротивление трения нагруженной грузом стойки домкрата о салазки.

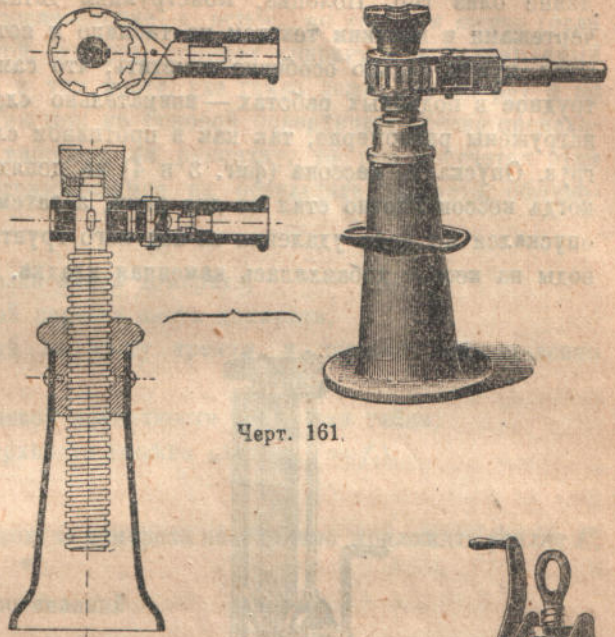
На черт. 162 и 164 представлены два домкрата, в которых вращается не винт, а гайка; в первом гайка приводится во вращение при посредстве конической зубчатой передачи, а во втором — при посредстве червячной передачи. Последний домкрат, подобно описанному выше реечному домкрату на черт. 156, служит для *привешивания* к нему поднимаемых предметов.

На табл. 12, фиг. 30—33, даны еще эскизы домкратов, в которых винт работает на растяжение, отличающиеся от описанного лишь тем, что они не подвешиваются, а прочно устанавливаются на каком-нибудь основании.

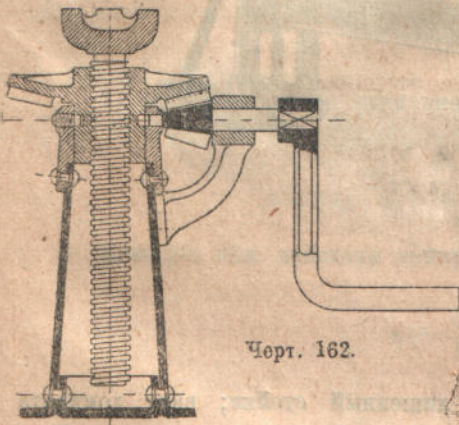
На табл. 16, а показан случай применения таких именно винтовых домкратов, в количестве 24-х шт. одновременно, для опускания кессонов при устройстве оснований для мостовых устоев на Бологое-Седлецкой ж. д. (2 пути) для моста на Западной



Черт. 160.



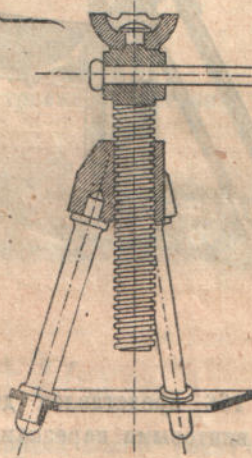
Черт. 161.



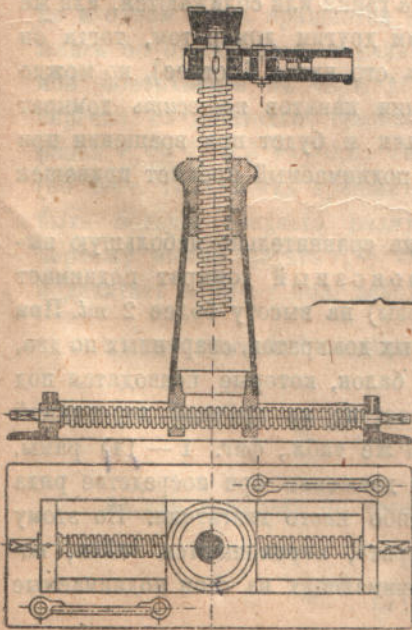
Черт. 162.



Черт. 163.



Черт. 164.

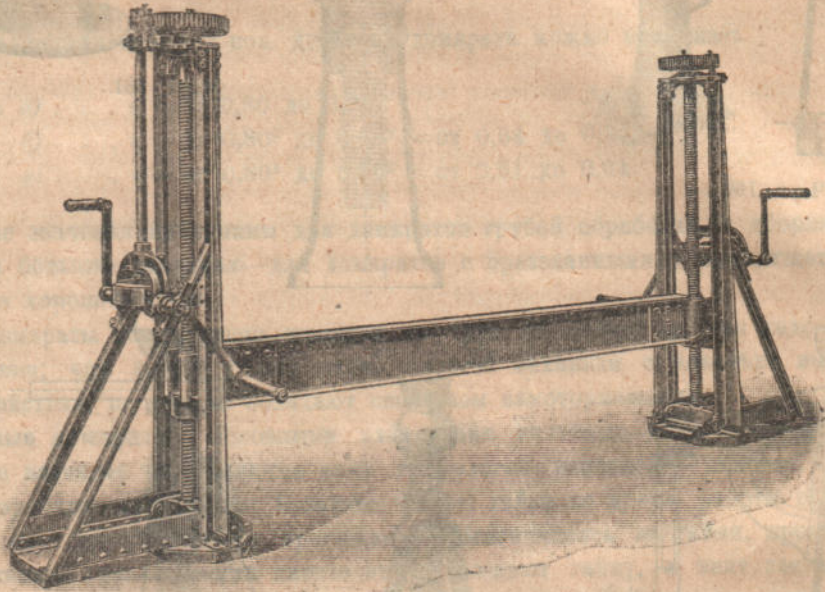


Черт. 165.



Черт. 166.

Двине близ гор. Полоцка. Конструкция деталей и ход работы достаточно пояснены чертежами и кратким текстом на таблице и потому в дальнейших объяснениях не нуждаются, нужно только особенно отметить, что самое главное для успеха работы и самое трудное в подобных работах — внимательно следить, чтобы постоянно все винты были нагружены равномерно, так как в противном случае очень легко порвать цепи и уронить груз. Опускание кессона (фиг. 3 и 4) на цепях производилось только до того момента, когда кессон плотно стал на дно реки, а затем цепи снимались и далее кессон свободно опускался по мере удаления из-под него грунта, при чем в то же время выше уровня воды на кессон добавлялась каменная кладка.



Черт. 167.

На черт. 166 представлен домкрат, совсем лишенный стойки; винт домкрата снабжен двумя винтовыми нарезками — на одном конце правой, а на другом — левой, и на каждой нарезке ходит своя гайка; при вращении винта гайки или сближаются, или же расходятся. Домкратом можно пользоваться как и всяким другим домкратом, тогда он будет нажимать на поднимаемый предмет (и подавать его вдвое быстрее), но можно также за имеющиеся на гайках особые ушки при помощи канатов *подвесить* домкрат и поднимаемый предмет, тогда винт будет растягиваться и будет при вращении при посредстве гаек тянуть за канат, помощью которого поднимаемый предмет привешен к нижней гайке.

Все описанные домкраты поднимают груз только на сравнительно небольшую высоту; в противоположность этому так называемый паровозный домкрат поднимает грузы весом до 100 *tn* (котлы, вагоны, тендера, паровозы) на высоту более 2 *mt*. При этом для подъема применяется комплект из 4-х одинаковых домкратов, спаренных по два, как изображено на черт. 167, при помощи поперечных балок, которые подводятся под концы поднимаемого предмета. Паровозный домкрат состоит из прочной деревянной (на табл. 16, фиг. 15 — 21) или металлической (на той же табл., фиг. 1 — 14) рамы, в которой вращается вертикальный винт, приводимый в движение при посредстве ряда зубчатых передач силою рабочих или же от какого-либо иного двигателя. По этому винту, направляемая в своем движении стойками домкрата, перемещается гайка, которая служит опорой для одного из концов балок, принимающих на себя поднимаемые предметы.

Во время работы домкрата рабочий, вращающий рукоятку, поднимая груз, должен преодолевать сопротивления трения, возникающие в резьбе, на опорном торце (если вращается винт, то под чугунной шапкой, которою домкрат упирается в поднимаемый предмет, а если вращается гайка, то в том месте, где гайка лежит на опоре) и на боковой поверхности винта или гайки. Так как на боковой поверхности трение происходит под действием давления от усилия рабочего на рукоятку, то при расчетах этим последним сопротивлением, почти не отражающимся на результате подсчета, обыкновенно пренебрегают. Обозначим

- r — средний радиус винтовой нарезки винта домкрата,
 α — средний угол наклона винтовой нарезки винта домкрата,
 φ — угол трения, соответствующий коэф-ту трения в нарезке (обыкновенно $f = \operatorname{tg} \varphi = 0,1$ или $\varphi \cong 6^\circ$),
 r_0 — средний радиус опорной торцевой поверхности винта или гайки,
 f_1 — коэф-т трения на этой поверхности (можно считать $f = f_1$),
 a — радиус рукоятки домкрата,

тогда для подъема груза Q на рукоятке домкрата необходимо приложить усилие P , определяемое формулами:

- 1) если бы не было вредных сопротивлений

$$P_0 = \frac{r}{a} \cdot Q \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \dots \dots \dots (124).$$

- 2) если принять во внимание сопротивления трения в нарезке и на опорном торце

$$P = \frac{r}{a} \cdot Q \cdot \left(\operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + \frac{r_0}{r} \cdot f_1 \right) \quad \dots \dots \dots (125).$$

Коэф-т пол. действия домкрата в виду этого выразится

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + \frac{r_0}{r} \cdot f_1} \quad \dots \dots \dots (126).$$

Пусть у нас имеются два домкрата с углом нарезки $\alpha = 5^\circ$ (винт самотормозящий), но в одном пусть вращается *винт* (черт. 161), а в другом *гайка* (черт. 162). Соображаясь по относительным размерам чертежа, можно считать, что внешний радиус опорной поверхности на черт. 161 приблизительно равен около 0,6 среднего радиуса r нарезки, следовательно *средний* радиус торцевой поверхности для этого домкрата будет равен $r_0 \cong \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot r \cong 0,3 r$ (в случае шаровой пяты еще меньше). Во втором домкрате (по черт. 162), когда вращается гайка, средний радиус опорного торца (гайка) должен быть больше среднего радиуса винтовой нарезки; приблизительно, соображаясь по чертежу, можно считать $r_0 \cong 2r$. Если при этих размерах для r_0 , и принимая $f = f_1 = 0,1$, подсчитать коэф-т пол. действия каждого домкрата, то на основании ур. 126 получится

- а) для домкрата по черт. 161, когда вращается винт,

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ + 0,3 \cdot 0,1} = \frac{0,0875}{0,1944 + 0,03} \cong 0,39;$$

- б) для домкрата по черт. 162, когда вращается гайка,

$$\eta_2 = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ + 2 \cdot 0,1} = \frac{0,0875}{0,1944 + 0,2} \cong 0,22.$$

Если бы не было трения в опорном торце, то было бы

$$\eta_0 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ} = \frac{0,0875}{0,1944} \approx 0,45.$$

Полученные результаты указывают путь, по которому необходимо идти, чтобы повысить коэфф-т полезного действия винтового домкрата — *нужно стараться насколько возможно уменьшить сопротивления трения в опорных торцах винта или гайки домкрата*; если в этом месте устроить пяту на шариках, то сопротивление трения в этой опоре может быть значительно понижено.

Винт домкрата рассчитывается по сложному напряжению сжатия (или растяжения) и кручения, допуская при этом напряжение $\sigma \leq 600 \text{ kg/mm}^2$ для железа и $\sigma \leq 900 \text{ kg/mm}^2$ для стали. При предварительном расчете внутренний диаметр нарезки винта d_1 может быть определен из расчета на одно только сжатие, но при напряжениях около 0,75 от данных выше. Так как винты домкратов (кроме паровозного домкрата на черт. 167) вообще сравнительно коротки, то нет необходимости рассчитывать их на продольный изгиб, винт же паровозного домкрата необходимо проверить на продольный изгиб, если свободная длина его более чем в 12 — 15 раз больше внутреннего диаметра нарезки.

Шаг винта обыкновенно назначают $s = 0,25 d_1$; глубину нарезки t назначают равной толщине нарезки h , причем обыкновенно $t = h = 0,5 s$. Высоту гайки определяют из расчета на изнашивание нарезки, допуская напряжение изнашивания, $k \leq 1 \text{ kg/mm}^2$ для стали по стали; $k \leq 0,75 \text{ kg/mm}^2$ для стали или железа по бронзе, и $k \leq 0,50 \text{ kg/mm}^2$ для стали или железа по чугуну. Площадь опорного торца гайки определяют, допуская на нем напряжение изнашивания $k \leq 1 \text{ kg/mm}^2$, а на конце вращающегося винта внутри башмака можно допустить и несколько большее напряжение, до $k \leq 1,5 \text{ kg/mm}^2$.

Если в механизме домкрата имеется зубчатая передача, то расчет ее ведется по общим правилам; вместо данных выше ур. 125 и 126 для подсчета необходимого усилия рабочего и коэфф-та п. д. действия в этом случае нужно будет пользоваться уравнениями

$$P = \eta_2 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z}{Z} \cdot Q \cdot \left(\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{r_0}{r} \cdot f_1 \right) \dots \dots \dots (125, a)$$

$$\eta = \eta_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{r_0}{r} \cdot f_1} \dots \dots \dots (126).$$

В этих уравнениях z и Z — числа зубцов, а η_2 — коэфф-т пол. действия зубчатой передачи*).

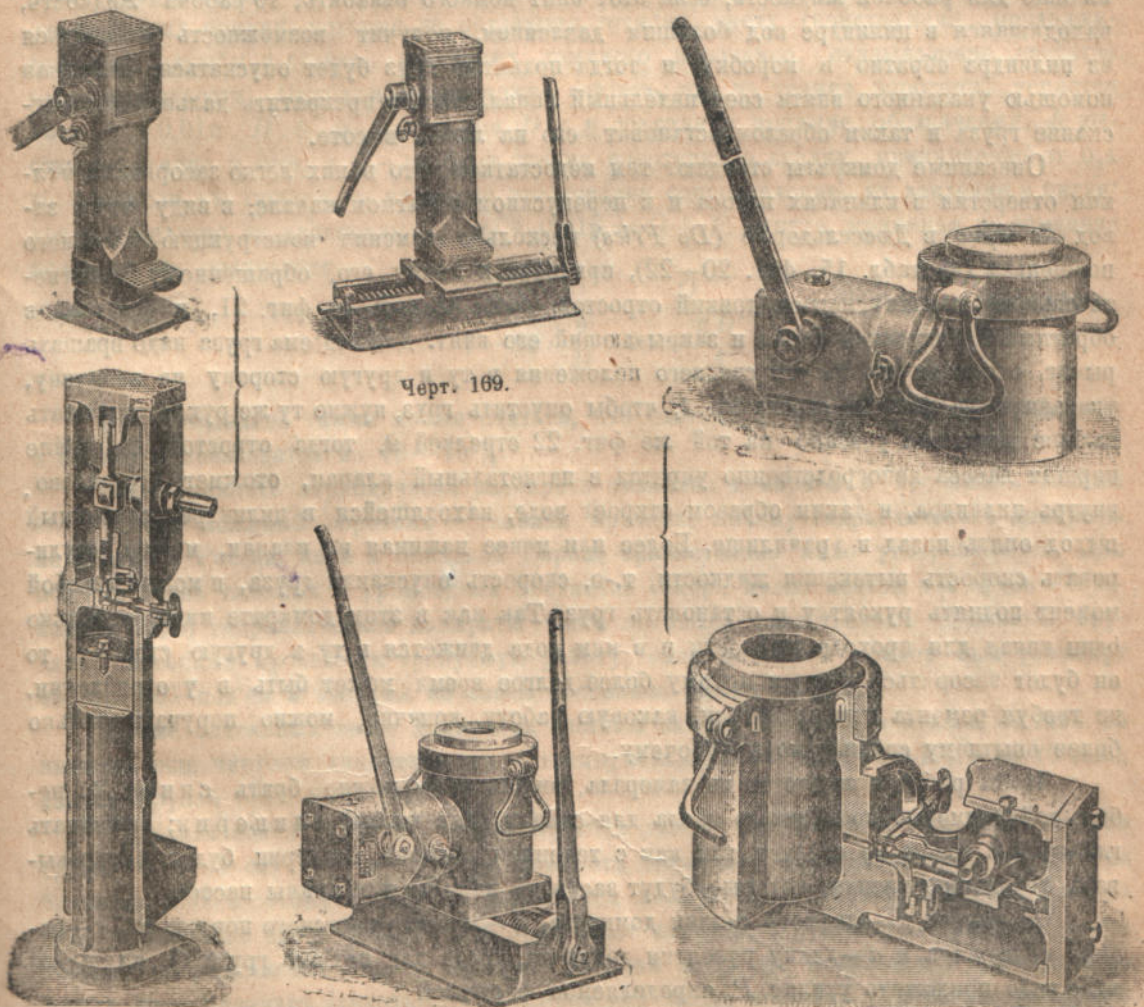
Вместо зубчатой передачи иногда устраивают червячную, причем червячное колесо служит опять гайкой для винта (черт. 164), а червяк вращается помощью рукоятки. Расчет производится подобно предыдущему, только вместо коэфф-та полезного действия зубчатой передачи в ур. 125, а и 126, а будет входить коэфф-т полезного действия червячной передачи*), а вместо отношения z/Z зубчатой передачи войдет i — передаточное число червячной передачи. Здесь можно винт домкрата сделать, как и раньше, с таким наклоном, чтобы он давал самотормажение, а червячную передачу — с большим углом наклона винтовой линии.

Существуют еще домкраты, основанные на применении дифференциального винта, но так как коэфф-т полезного действия таких домкратов не более 0,2, а при употреблении зубчатой передачи даже не более 0,12, то мы на них не будем останавливаться тем более, что такие дифференциальные домкраты в практике почти не применяются.

*) Указания относительно определения коэфф-та пол. действия зубчатой и червячной передачи при винтовых домкратах будут даны ниже в статье о воротах (см. стр. 175 — 176).

36. Гидравлические домкраты как бы соединяют в себе достоинства реечных и винтовых домкратов — они очень компактны, могут развить громадную силу, отличаются сравнительно высоким коэфф-том пол. действия и при этом обладают свойством самотормажения.

Устройство гидравлического домкрата основано на идее гидравлического пресса и заключается в том, что в промежутке между двумя цилиндрами, вставленными один в другой, накачивается вода с некоторой примесью минерального масла, глицерина или какая-либо другая жидкость, которая своим давлением заставляет один цилиндр выдвигаться из другого и при этом поднимать груз. Жидкость, употребляемая для подъема, хранится в особом хранилище внутри домкрата, так что весь домкрат в отличие от всех прочих гидравлических машин не привязан к определенному месту, а свободно может быть перенесен смотря по надобности в любое место.



Черт. 168.

Черт. 171.

Черт. 170.

Гидравлические домкраты строятся в двух основных формах — обыкновенные (черт. 168) — для грузов до 60 000 *kg*, и судовые (черт. 170) — для грузов до 300 000 *kg*, при чем те и другие строятся также и для бокового передвижения на салазках (черт. 169 и 171). В обыкновенных домкратах имеется основание цилиндрической формы, на которое сверху надет цилиндр домкрата; в верхней части цилиндра помещается резервуар для жидкости, работающей в домкрате, и механизм домкрата. В судовых домкратах имеется цилиндр, стилистый в одно целое с рядом с ним стоящей коробкой четырехугольной формы для механизмов и для хранения рабочей

жидкости, и поршень-скалка, которая ходит в этом цилиндре; между стенками цилиндра и скалкой обыкновенно вкладывается кожаный воротник. Механизм домкрата состоит из насоса, приводимого в действие от руки при посредстве длинной рукоятки, укрепленной на валу небольшого кривошипа с коротким плечом; помощью этого насоса вода из коробки вгоняется внутрь цилиндра и заставляет подниматься вверх — весь цилиндр, в обыкновенном домкрате (черт. 168 и 169), или скалку, в судовом домкрате (черт. 170 и 171). Так как отношения плеч рычага и кривошипа и диаметров скалки цилиндра и поршенька насоса можно сделать очень большими, то очевидно, что силой одного рабочего возможно помощью гидравлического домкрата развить громадное усилие — большее, чем каким-либо другим домкратом. Чтобы опустить груз рядом с рукояткой домкрата, имеется ясно видный на черт. 168 — 171 особый винт с барашком, который замыкает небольшой соединительный канал из цилиндра в хранилище для рабочей жидкости; если этот винт немного ослабить, то рабочая жидкость, находящаяся в цилиндре под большим давлением, получит возможность перелиться из цилиндра обратно в коробку и тогда поднятый груз будет опускаться. Закрывая помощью указанного винта соединительный канал, можно прекратить дальнейшее опускание груза и таким образом остановить его на любой высоте.

Описанные домкраты страдают тем недостатком, что в них легко засоряются мелкие отверстия в клапанах насоса и в перепускном обратном канале; в виду этого завод *Де Фрис* в Дюссельдорфе (*De Fries*) несколько изменил конструкцию насосного поршенька (на табл. 15, фиг. 20—22), приделав к концу его, обращенному к нагнетательному клапану насоса, тонкий отросток, ясно видный на фиг. 21, и уничтожив обратный перепускной канал и закрывающий его винт. Для подъема груза надо вращать рычаг, отклоняя его из его среднего положения в ту и другую сторону на величину, указанную на фиг. 22 стрелками 1; чтобы опустить груз, нужно ту же рукоятку нажать дальше вниз, как указано на той же фиг. 22 стрелкой 2, тогда отросток на конце поршня насоса непосредственно упрется в нагнетательный клапан, отожмет его влево, внутрь цилиндра, и таким образом откроет воде, находящейся в цилиндре, свободный выход опять назад в хранилище. Более или менее нажимая на клапан, можно регулировать скорость вытекания жидкости, т.-е. скорость опускания груза, и можно в любой момент поднять рукоятку и остановить груз. Так как в этом домкрате имеется только один канал для прохода жидкости и в нем вода движется в ту и другую сторону, то он будет засоряться реже и потому более долгое время может быть в употреблении, не требуя ремонта или прочистки, каковую работу, конечно, можно поручать только более опытному специальному рабочему.

Чтобы рабочая жидкость не замерзла, вместо воды можно брать спирт (с небольшой примесью прованского масла для смазки) или чистый глицерин; смешивать глицерин с водою не следует, так как с течением времени глицерин будет образовывать небольшие пленки, которые будут засорять каналы и клапаны насоса.

Обозначим D — диаметр скалки домкрата, d — диаметр насосного поршенька, r — радиус кривошипа и a — длину рукоятки домкрата, тогда для подъема груза Q на рукоятке надо приложить усилие P , определяемое формулой

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{d^2}{D^2} \cdot Q \dots \dots \dots (127), \quad +$$

где η — коэфф-т полезного действия гидравлического домкрата — можно принимать около 0,75 — 0,80.

Наиболее ответственные части гидравлического домкрата — скалка и цилиндр — обыкновенно отливаются из стали, а все части насоса из бронзы; иногда цилиндры изгоняются отдельно от коробки для хранения жидкости, тогда их высверливают из сплошной кованной стальной болванки.

Толщина стенок цилиндра домкрата должна определяться из расчета на разрыв от внутреннего давления жидкости *). По формуле Ваха

$$r_n = r_{en} \cdot \sqrt{\frac{Z + 0,004 p}{Z - 0,013 p}} \dots \dots \dots (128),$$

в которой r_n и r_{en} — наружный и внутренний радиусы тела цилиндра в mm , Z — допускаемое напряжение материала на растяжение (для стали можно допускать $Z \leq 10$ до 18 kg/mm), p — давление в цилиндре в атмосферах, соответствующее наибольшему поднимаемому грузу. Имея в виду, что при неправильной отливке стенка цилиндра может оказаться не везде одинаковой толщины, к полученной по расчету толщине обыкновенно прибавляют около 3 до 7 mm .

При подсчете давления p , которое необходимо развить для поднятия домкратом наибольшего груза Q , нужно принять также во внимание потерю на трение кожного воротника. Величину этого трения нельзя точно определить, так как оно зависит от очень многих причин, которые не поддаются точному учету (конструкция, продолжительность службы и степень засорения кожного воротника, смазывающие свойства рабочей жидкости). Приблизительно можно считать, что на трение воротника теряется сила $F = 0,01\pi \cdot D \cdot b \cdot p \cdot f$, при чем D и p сохраняют прежние обозначения, b — высота воротника в mm , и f — коэфф-т трения воротника о скалку, принимаемый от 0,1 до 0,2. Если мы примем во внимание это вредное сопротивление, то давление в цилиндре определится из уравнения $\frac{1}{4} \cdot \pi D^2 \cdot 0,01 p = Q + F$, откуда, принимая во внимание величину F , получается

$$p \text{ (атмосф.)} = \frac{1}{1 - 4f \cdot \frac{b}{D}} \cdot \frac{Q}{0,01 \cdot \frac{\pi D^2}{4}} \dots \dots \dots (129).$$

Приблизительно также можно считать, что благодаря трению воротника давление в цилиндре повышается на 10—15%.

Необходимость периодически разбирать механизм домкрата и прочищать каналы его и также кожаный воротник — главная причина, почему гидравлические домкраты не только в России, но и в Западной Европе сравнительно мало употребляются. Для под'ема очень тяжелых и громоздких предметов (напр., целых мостов или судов в склепанном виде) гидравлические домкраты часто являются единственным надежным оружием, способным произвести требуемую работу; один подобный пример был упомянут на стр. 20 — под'ем и выверка на своем основании башни Эйфеля.

Кроме описанных выше домкратов системы завода Де-Фрис, в атласе на табл. 15 имеются еще чертежи домкратов: на 4 тонны, завода *Tanem* (фиг. 15—19), и на 70 тонн, завода *Kruppa* (фиг. 23—27).

Гидравлические домкраты также строятся для подвешивания к ним поднимаемого груза. В этом случае конструкция домкрата несколько видоизменяется, получается более сложной, а потому несколько понижается коэфф-т пол. действия домкрата. Вместо сплошной скалки здесь обыкновенно применяют поршень с пустотелым штоком, работающим на растяжение, сквозь который рабочая жидкость вгоняется в пространство между дном цилиндра (сквозь это дно проходит шток поршня) и поршнем домкрата.

В. В о р о т а.

37. Общее описание воротов. Ворота, наиболее распространенные машины для под'ема тяжестей, строятся в двух видах — как одна из составных частей сложного грузопод'емного приспособления (крана, под'емника и пр.) или же как совершенно

*) Подробнее об этом см. сочинение проф. А. И. Сидорова — „Трубы и их соединения“, стр. 19 статью о сопротивлении внутреннему давлению толстостенных сосудов.

самостоятельная машина. В том и другом случае ворота состоят из одних и тех же основных элементов, которые рассчитываются и комбинируются между собою по одним и тем же общим правилам, отличаются же те и другие ворота только конструкцией основания (стойки, станина или щиты), на котором укреплен весь механизм ворота, так как соответственно местным условиям, соображаясь с тем, на чем это основание будет укреплено и какие усилия на него будут действовать, меняются расчет, форма, конструкция и материал этого основания и укрепление в нем отдельных деталей механизма ворота. В настоящей главе мы будем иметь в виду только ворота, как самостоятельные машины, соображения же о воротах сложных грузоподъемных машин будут указаны при рассмотрении этих именно машин.

Воротом или лебедкой (*Winde, Räderwinde, Haspel; Treuil; Windlass, Winch*) вообще называют грузоподъемную машину, в которой грузовой канат или цепь принимаются на барабан или звездочку.

Соответственно примененному в ворота гибкому элементу, т. е. канату или цепи, ворота могут быть канатные или цепные и при этом в последнем случае со звездочкой (черт. 172, 173) или с барабаном (черт. 179, 180). Ворота с барабаном разделяются на ворота с обыкновенным и с фрикционным (табл. 12, фиг. 14—15) барабаном, при чем барабаны могут быть поставлены горизонтально (черт. 172—186) или вертикально (черт. 80 на стр. 71, табл. 15, фиг. 1—7); ворота с вертикальным барабаном обыкновенно называются кабестанами (*Stehende Winde, Erdwinde; Cabestan; Capstan*).

Кроме этого, ворота еще различают 1) по способу их установки, 2) по способу приведения их в действие и 3) по роду передач в механизме ворота.

1. По способу установки или укрепления ворота могут быть:

А. Укрепленные неподвижно;

а, поставленные на полу (черт. 186; табл. 11, фиг. 16—18; табл. 12, фиг. 8—9, 12, 14—15, 18—22; табл. 13, фиг. 1—3, 7—11; табл. 15, фиг. 1—7);

б, поставленные высоко на балках (черт. 183 и 184; табл. 11, фиг. 7—12; табл. 12, фиг. 1—3);

в, настенные и наклонные (черт. 172—180; табл. 10; табл. 11, фиг. 9—23; табл. 12, фиг. 4—7, 10—11, 23—29; табл. 13, фиг. 4—6);

г, потолочные (черт. 182; табл. 14);

д, подвешенные на крюке, или ворота-блоки (табл. 7, фиг. 4—7, 10—11, 14—22; табл. 8; табл. 8а; табл. 9);

Б. Передвижные на колесах;

е, поставленные на колесах (черт. 185; табл. 11, фиг. 13—15);

ж, подвешенные на колесах, или кошки ¹⁾ (черт. 181; табл. 42, фиг. 5—9).

2. По способу приведения в действие ворота могут быть ²⁾:

а, ручные (черт. 172—181, 183, 185—186 и на табл. 7—13 и 15);

б, приводные (черт. 72 на стр. 65; черт. 182, 184; табл. 12, фиг. 1—3; табл. 14);

в, паровые (табл. 13, фиг. 1—3);

г, электрические (черт. 20 на стр. 14; табл. 15, фиг. 5—7).

3. По роду передач (из которых составлен механизм ворота) ворота могут быть:

а, без всякой передачи (на небольшое усилие) (черт. 80 на стр. 69); черт. 173, 174, 183; табл. 7, фиг. 6, 7; табл. 11, фиг. 7—12, 19—23; табл. 13, фиг. 1—3);

б, с фрикционной передачей (черт. 184 и табл. 12, фиг. 1—3);

¹⁾ Кошки также называют легкие тележки на колесах, служащие для подвешивания к ним блоков (табл. 3, фиг. 17—18; табл. 47, фиг. 1—13).

²⁾ Сжатый воздух и вода под большим давлением также могут служить для приведения в действие воротов, но применяются сравнительно редко и потому здесь отдельно не указаны.

а, с одной зубчатой перелачей, или простые (черт. 175, 176, 178—180; табл. 7, фиг. 4—5, 10—11, 18—22; табл. 9; табл. 10; табл. 12, фиг. 8—15, 19—22; табл. 13, фиг. 4—6; табл. 15, фиг. 1—4;

б, с двумя или более зубчатыми передачами, или сложные (черт. 72 на стр. 65; черт. 185, 186; табл. 8а; табл. 11, фиг. 13—18; табл. 12, фиг. 1—3, 23—24; табл. 13, фиг. 7—10);

в, с червячной передачей (черт. 177, 181, 182; табл. 8; табл. 12, фиг. 4—7; табл. 14; табл. 15, фиг. 5—7).

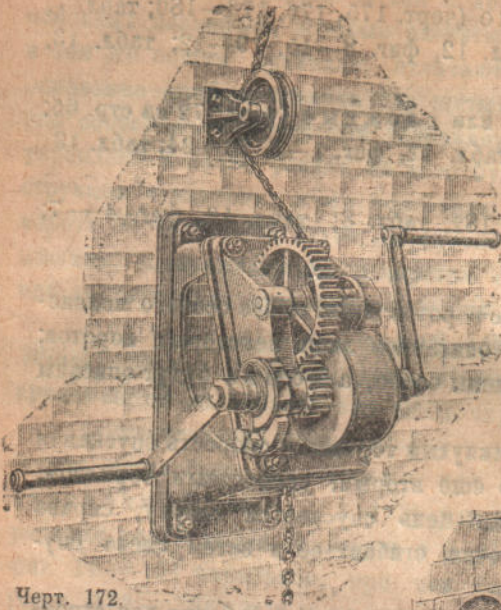
Устройство большинства перечисленных выше воротов понятно без особого пояснения, поэтому в нижеследующем мы ограничимся описанием лишь некоторых воротов; при этом кабестаны и ворота-блоки выделены особо, а кошки и будут описаны во второй части при мостовых кранах.

Табл. 10. Наколонный ворот на 200 *kg* с замкнутым тормазом; скорость опускания груза регулируется не только рукою рабочего, но еще вторым, скоростным тормазом; при опускании груза рукоятка вращается. Грузовая цепь спускается сверху, справа огибает направляющий блок, поднимается к звездочке, огибает ее и затем слева спускается вниз в сборный ящик.

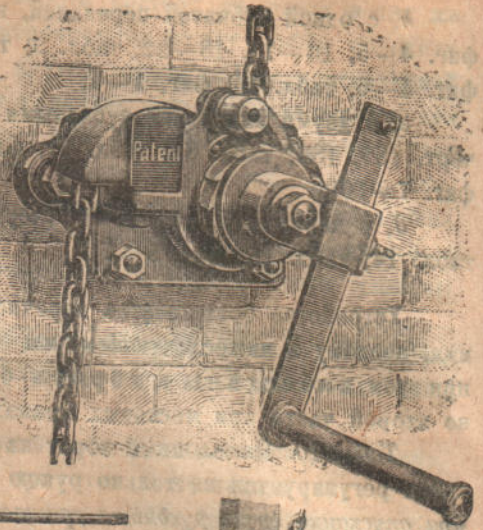
Табл. 11, фиг. 13—15. Передвижная лебедка на 5 *tn* при 4-х рабочих для строительных работ; служит для под'ема на верх стройки камня, кирпича, цемента и пр. и заменяет кран, представленный на черт. 18 на стр. 13. К стойкам лебедки прикреплены балки, поддерживающие площадку для рабочих, которые стоят на ней во время работы; подобное устройство лучше и удобнее для рабочих, чем показанное на черт. 18 и 185 без площадки на вороте, хотя на передвижение более тяжелой лебедки вместе с рабочими надо затрачивать большее усилие. На валу рукоятки имеются шестерни *D*, которые попеременно сцепляются с двумя зубчатыми колесами *E*; одно зубчатое колесо *E* принадлежит к под'емному механизму (фиг. 15) и силит на своем валу на шпильке, а другое колесо, отлитое в одно целое с зубчаткой *F* для цепи Галли, сидит вольно. Второй вал под'емного механизма назад вращаться не может, так как его держит замкнутый тормаз с храповиком. На фиг. 13 начерчено положение первого вала (рукоятки), соответствующее под'ему груза, на черт. 185 представлено положение механизма при передвижении ворота; сцепление здесь производится при помощи кулачной муфты.

Табл. 12, фиг. 1—3. Приводная лебедка на 500 *kg*, с одной клинчатой фрикционной и одной зубчатой передачей. Первый и последний валы механизма вращаются в неподвижных опорах; на первом валу накрепко посажен ведущий шкив, служащий только для под'ема груза. Промежуточный вал передачи помощью системы рычагов вместе с его подшипником можно приподнять—тогда он при посредстве фрикционной передачи будет сцепляться с первым валом, опустить—тогда он ляжет на колодку тормоза (фиг. 2), или держать посередине между указанными двумя крайними положениями. В первом случае будет происходить под'ем груза, так как первый вал постоянно от привода вращается в сторону, соответствующую под'ему груза; во втором случае груз будет висеть неподвижно, а в третьем—он будет опускаться (клинчатый шкив, он же и тормазный шкив будет вращаться в обратную сторону). Скорость опускания груза регулируется скоростным тормазом (фиг. 3).

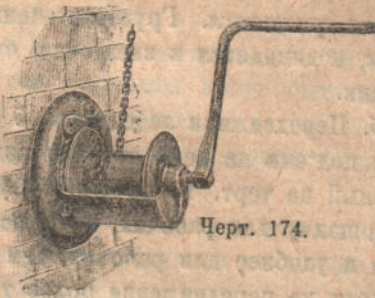
На черт. 184 представлен тоже приводный фрикционный ворот, но несколько иной конструкции: первый приемный вал его покоится в неподвижных опорах, а барабанный вал перемещается вместе со своими опорами. Во-первых, он может опускаться вниз, тогда клинчатый шкив этого вала действием веса поднимаемого предмета будет прижиматься к лежащей под ним и на чертеже непоказанной тормазной колодке; во-вторых, он действием особого эксцентрика, приводимого в движение от рулевого рычага (тягой за цепь вверх) перемещается в горизонтальном направлении и при этом прижимается к ведущему клинчатому шкиву. Более или менее приподнимая рулевой



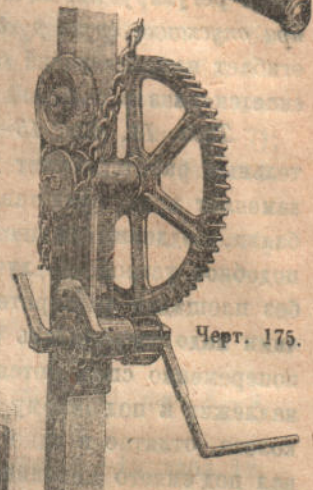
Черт. 172.



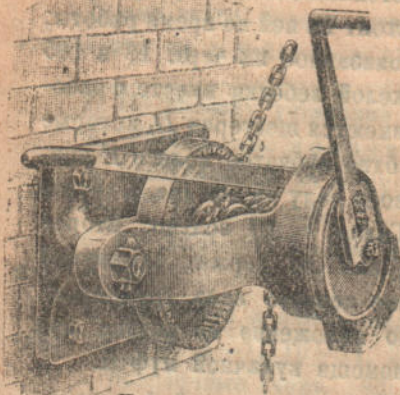
Черт. 173.



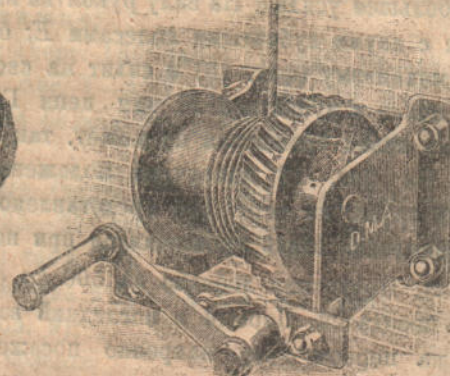
Черт. 174.



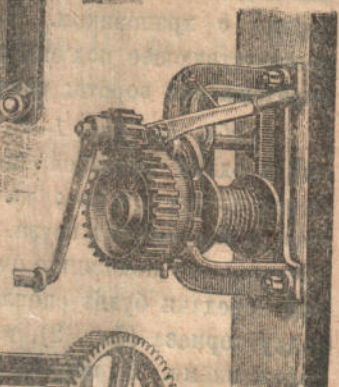
Черт. 175.



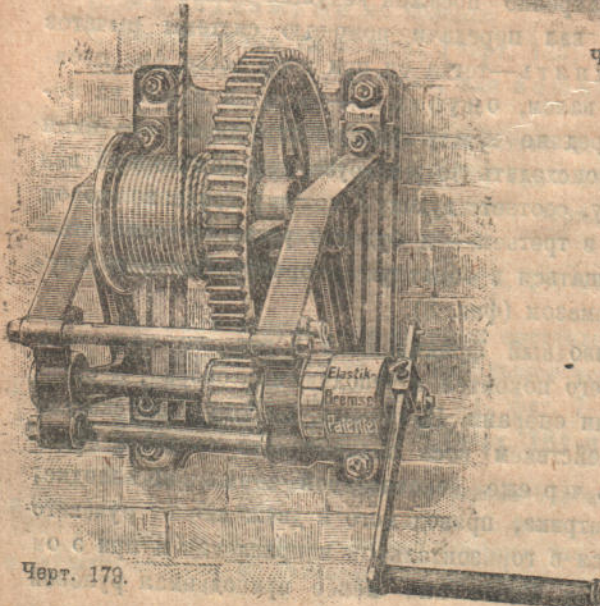
Черт. 176.



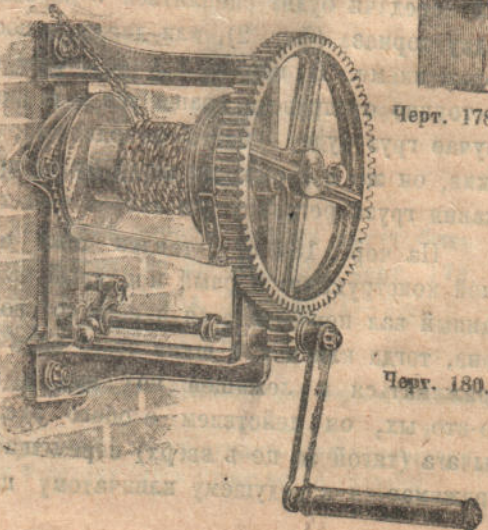
Черт. 177.



Черт. 178.



Черт. 179.



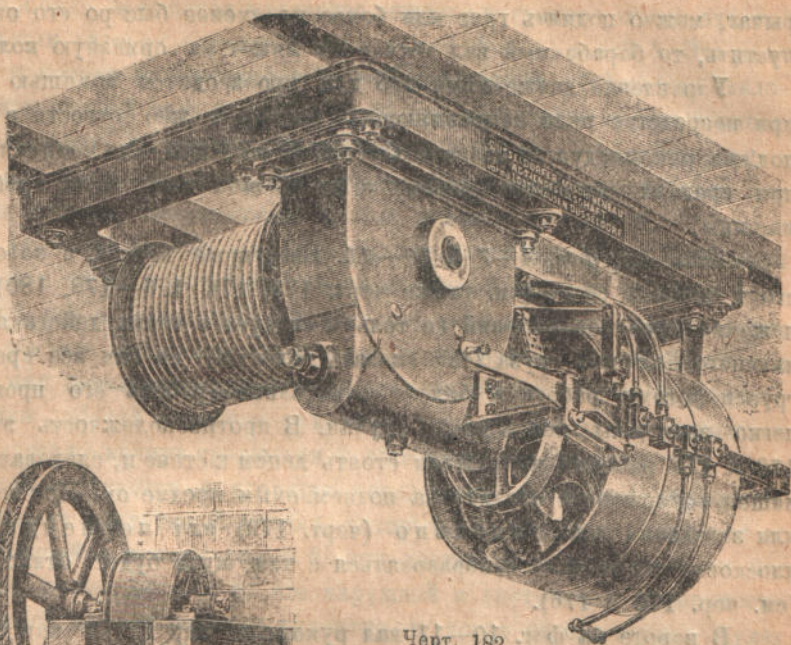
Черт. 180.



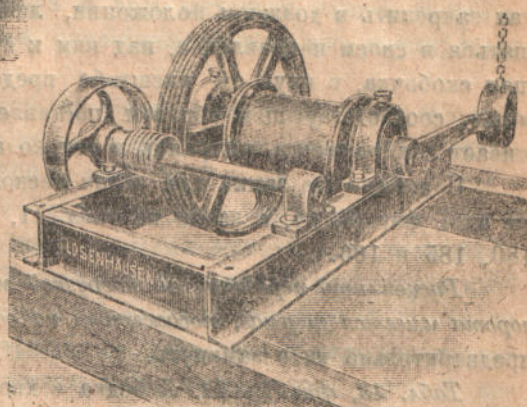
Черт. 181.



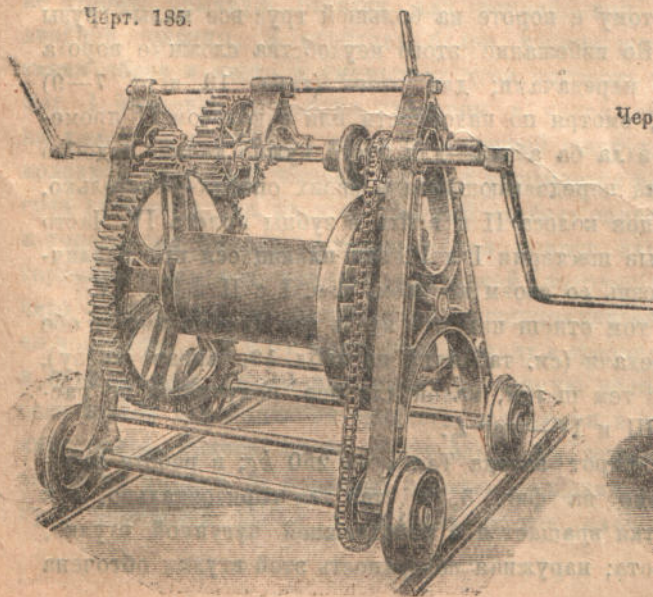
Черт. 183.



Черт. 182.

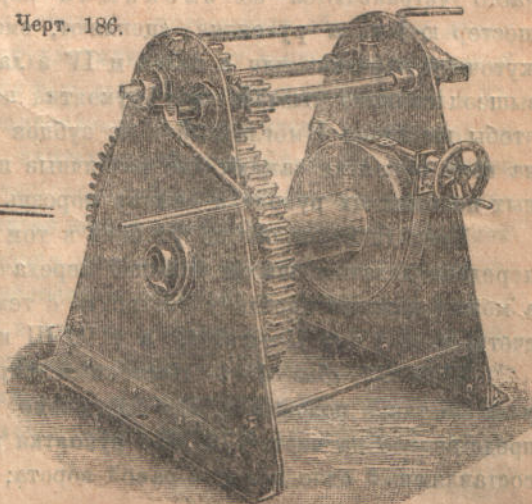


Черт. 184.



Черт. 185.

Черт. 186.



рычаг, можно поднять груз или более или менее быстро его опустить, а если его отпустить, то барабанный вал тотчас же ляжет на тормазную колодку и груз остановится.

Управление движениями лебедки производится помощью рулевой цепи, которую при посредстве ряда направляющих блоков можно отвести в любое место. Скорость подъема рекомендуется назначать около 18 м/1 мин. для медленной работы, до 36 м/1 м. при средних скоростях работы и до 48 м/1 мин. , если требуется быстрая работа машины.

Табл. 12, фиг. 4—7 и 10—11. Настенные ворота, в которых рабочий при работе стоит боком к стене (см. также черт. 173, 174, 176—178, 180). При подобном расположении рукояток рабочий не только следует в своих действиях команде лица, управляющего подъемом груза (так сказать вслепую) но сам все время видит поднимаемый груз и потому работает более сознательно—работа его производительнее и не так легко возможны несчастные случаи. В противоположность этому в воротах на черт. 172 и 179 рабочий принужден стоять лицом к стене и, следовательно, во время работы лишен возможности следить за поднимаемым предметом. При постановке вала барабана или звездочки параллельно (черт. 179) или перпендикулярно (черт. 180) плоскости стены надо сообразоваться с тем, куда будет отклоняться канат или цепь (см. чер. 172 и 176).

В воротах на фиг. 10—11 вал рукоятки, перед тем как начать опускание груза, можно выдвинуть вперед, тогда зубчатая шестерня выйдет из зацепления с колесом и потому рукоятка при опускании груза будет стоять неподвижно; чтобы освободившийся вал закрепить в должном положении, лишить его возможности произвольно перемещаться в своем направлении, над ним к стойке механизма укреплена особая замыкающая скобочка, в крупном масштабе представленная на фиг. 12—13, которая ложится между соответствующим образом поставленными установительными кольцами и задерживает вал на месте, упираясь в эти кольца своими боками.

Подобные же замки для валов несколько иной конструкции можно видеть на той же табл., фиг. 8, 14, а затем на табл. 11, фиг. 17; на табл. 13, фиг. 7—8, 11; на черт. 180, 185 и 186.

Расцеплять передачу под нагрузкой можно только в том случае, если в механизме ворота имеется тормаз, посаженный на одном из последующих валов, при чем тормаз предварительно надо замкнуть.

Табл. 13, фиг. 7—11. Лебедка с двойной зубчатой передачей на 1 тн. Скорость поднимаемого груза при постоянной скорости руки рабочего зависит от передаточного числа механизма; передаточное число зубчатой передачи механизма рассчитывается по наибольшему поднимаемому грузу, поэтому в воротах на большой груз все малые грузы будут подниматься очень медленно. Во избежание этого неудобства сложные ворота часто устраиваются со сменными передачами; для этого (табл. 13, черт. 7—9) шестерню I вала рукоятки сцепляют, смотря по надобности или с колесом II промежуточной передачи или с колесом IV вала барабана—для этого нужно только подобно вышеописанному сделать вал рукоятки передвигающимся в своих опорах—настолько, чтобы шестерня I могла выйти из зубцов колеса II и войти в зубцы колеса IV. Часто на валу рукоятки сажают две различные шестерни I и I', зацепляющиеся при различных положениях рукоятки каждая порознь со своим колесом, т.-е. I с II и I' с IV.

Последнее устройство удобнее в том отношении, что здесь нет необходимости обе передачи делать с шагом большей передачи (см. табличку на табл. 13, направо вниз), а можно каждую передачу построить с тем шагом, какой для нее получается по расчету, т.-е. у I и II—шаг t_1 а у I', III и IV—шаг t_2 .

Табл. 13, фиг. 4—6. Настенный ворот завода Тяньи на 250 кг. в работе занимает не такое положение, как начерчено на фиг. 5, а ставится горизонтально, как представлено на черт. 176. Вал рукоятки вращается в неподвижной чугунной втулке, составляющей одно целое с рамой ворота; наружная поверхность этой втулки обточена

по цилиндру и на ней свободно вращается массивное тяжелое чугунное кольцо, охватываемое снаружи с небольшим зазором качающейся на оси с (фиг. 5) рамой *b*. Эта рама несет на себе звездочку и потому натяжением грузовой цепи (черт. 176) всегда отклоняется кверху, прижимаясь нижней частью его внутреннего кольцевого выреза к вышеупомянутому чугунному массиву; на торце массива имеются 4 радиальных прореза, в которые с некоторой свободой вложены 4 стальные призмы, играющие роль собачек для храповика с внутренними зубьями, соединенного в одно целое с рукояткой.

При подъеме груза храповик свободно вращается под одной или двумя собачками чугунного массива (это зависит от положения, какое в данный момент занимает этот массив, т. е. собачки западают в зубцы храповика от собственного веса, перемещаясь в своих прорезах в радиальном направлении); поэтому в это время вращаются только оба вала с сидящими на них деталями, — рукоятка с храповиком, шестерня и зубчатое колесо со звездочкой. Если рабочий отпустит рукоятку, то под действием поднятого груза все перечисленные детали начнут вращаться в обратном направлении, при этом первый же зубец храповика упрется в стоящую перед ним собачку и будет при ее посредстве стремиться повернуть чугунный массив, который, однако, задерживается от вращения плотно прижимающейся к нему рамой *b*; при достаточных внутреннем и наружном диаметрах массива момент трения на его наружной и внутренней поверхности будет больше, чем крутящий момент на валу рукоятки, и тогда массив-тормаз будет замкнут. Чтобы опустить груз, нужно ослабить нажатие рамы *b* на чугунный массив, для чего нужно при помощи рычага *d* несколько отклонить раму *b* в обратную сторону, противодействуя натяжению грузовой цепи; массив и весь механизм ворота, *также и рукоятка*, придет во вращение, при чем скорость опускания груза можно регулировать при помощи тормазного рычага.

Тормаз действует вполне надежно и мягко, не нужно только забывать, что при опускании груза рукоятка также вращается и легко может задеть рабочего. Ворота этого типа строятся 3-х размеров — на 250, 500 и 1000 *kg*.

Табл. 14, Фиг. 1—14. Приводный ворот для товарного подъемника на 1 т с червячной передачей ($\alpha > \phi$), снабженный одним коренным шкивом и приводимый в движение открытым и перекрестным ремнем. Управление движениями подъемника производится помощью рулевого каната, который огибает блок, показанный справа на фиг. 1; при вращении этого блока также вращается связанная с ним коническая шестерня, находящаяся в сцеплении с коническим зубчатым сектором, к которому помощью тяги (фиг. 1) связан с шайбой специальной формы (фиг. 1 и 8), непосредственно управляющей движениями отводки для ремней. Цель применения этой шайбы — не строить обычную отводку для ремней, при которой требуются холостые шкивы двойной ширины, а обойтись более узкими шкивами нормальной ширины, выгнать таким образом место и уменьшить угол поворота конического зубчатого сектора. На фиг. 1 механизм передачи начерчен в своем среднем положении; оба ремня лежат на холостых шкивах, а средний коренной шкив удерживается от вращения тормазной колодкой (подбитой кожей), которая нажимается тяжелым чугунным грузом (фиг. 1 и 6); груз этот висит на канате, который огибает направляющий блок и затем прикрепляется к тормазному рычагу, вращающемуся вокруг вертикальной оси (фиг. 3). На конце тормазного рычага имеется маленький каточек, который катится по специально для него приготовленной дорожке (на вышеупомянутой шайбе отводки) с выемкой в средней ее части (фиг. 1, 6 и 8). Когда шайба стоит в среднем положении, каточек стоит в выемке, и груз тормоза плотно прижимает тормазную колодку к поверхности коренного шкива; если шайбу отклонить из среднего положения в любую сторону, при чем всегда какой-либо один ремень будет надвигаться на коренной шкив, то каточек должен будет выйти из выемки на верхнюю ровную площадку, при этом отойти в сторону, отодвинуть тормазный рычаг и колодку и тем самым освободить шкив, который надви-

нувшимся на него в это время ремнем и приведется во вращение в требуемом направлении.

Кроме описанного главного механизма для управления движениями клетки подъемника в машине имеются еще два *предохранительных* механизма, назначение которых — автоматически остановить машину, 1) если рабочий упустит во время остановки машину при ее подходе к крайним верхней или нижней площадкам этажей и 2) если клетка на пути вследствие какой-либо причины засоряется в своих направляющих и произойдет ослабление грузового каната.

В данном ворота клетка подъемника висит на двух канатах, рядом лежащих на барабан; близ места схода канатов с барабана (на фиг. 1 слева) к ним помощью изогнутого рычага, нагруженного тяжелым грузом (на фиг. 1, справа, около рулевого блока), прижимается небольшой блочек. Пока канаты натянуты, они способны противостоять боковому на них давлению указанного блочка и потому изогнутый рычаг, стоит в начерченном на фиг. 1 положении, но как только грузовые канаты ослабнут, блочек с его рычагом отклонится влево, груз опустится и при этом помощью особого рычага с выступом на нем (фиг. 5) сильно повернет рулевой блок и поставит механизм передачи ремней в его среднее нерабочее положение — ворот тотчас же станет.

Автоматическая остановка машины в крайних положениях клетки производится от главного вала машины. На правом конце этого вала (фиг. 7) имеется второй червяк, зацепляющийся с колесом, посаженным на оси (фиг. 3) длинного винта, проходящего сквозь нарезанную внутри втулку вышеупомянутого зубчатого сектора; при работе машины это червячное колесо также приходит во вращение и заставляет вращаться указанный винт, который при этом вывинчивается из втулки зубчатого сектора в ту или другую сторону. Свободное вывинчивание винта продолжается до тех пор, пока одна из поставленных на нем в соответствующих местах упорных гаек не приблизится ко втулке сектора и не зацепит за него своим выступом — после этого винт, его гайка и зубчатый сектор уже должны вращаться вместе как одно тело, а поворот сектора тут же влечет за собою передвижку рабочего ремня и остановку машины. Выверка упорных гаек производится на месте после установки машины пробными поездками подъемника. Кроме описанных двух механизмов специального назначения на перспективном рисунке ворота, помещенном на табл. 14, на конце оси главного червячного колеса ворота показан еще механизм указателя, назначение которого — указывать на особой шкале (представляющей в уменьшенном масштабе как бы продольный разрез всего пути подъемника с показанием на ней площадок всех этажей) положение, которое в каждый данный момент занимает клетка подъемника.

Приспособление это очень простое, состоит из гири на шнуре, огибающем небольшой барабан, приводимый во вращение от червячного вала помощью ряда зубчатых колес; пути клетки и гири находятся в определенном соотношении, определяемом высотой подъема клетки и длиной шкалы.

Потолочный приводный ворот для подъемников на черт. 182 также снабжен червячной передачей с большим углом наклона, но вместо только что описанного более сложного механизма передачи снабжен простой переводкой и ленточным тормазом, действующим в обе стороны. При переводе ремней на холостые шкивы тормаз замыкается, а при переводе одного из них на коренной шкив тормаз отпускается; отпускание и замыкание тормазов производится той же отводкой, для чего на ней вырезаны наклонные выступы, ясно видные на чертеже, по которым ходит каточек связанный с концом тормазного рычага.

Этот ворот тоже может быть снабжен подобными же предохранительными приспособлениями, какие были описаны выше.

Руконой легкий вороток (черт. 183) с двойным тормазом типа Вестона (табл. 7, фиг. 4—7) очень часто применяется для подъема зерна, муки в мешках, кип товара и др.

подобных грузов, при чем в видах ускорения работы грузовая цепь снабжается двумя фигалями. При таком устройстве отпадает необходимость опускать после каждого подема пустой крюк, а можно тут же произвести следующий подъем, привесивая груз ко второму крюку на другом свободном конце цепи.

38. Коэфф-т полезного действия механизма ворота, как машины, составленной из отдельных элементов, может быть в числен по формул. 75, данной на стр. 135, если будут известны коэфф-ты пол. действия всех отдельных слагающих механизмов.

а. Коэфф-т пол. действия барабана или звездочки с их валом можно точно вычислить, если известны размеры частей (диаметры каната, цепи, шейки вала, барабана), а также действующие на них усилия, помощью формул, составленных аналогично полученным выше (ур. 84) для направляющих блоков, с тою лишь разницею, что жесткость цепи и каната будет иметь место только на одном набегающем конце этих элементов, а не в двух местах, как было в блоках. Для предварительных расчетов можно с достаточною точностью пользоваться следующими средними величинами:

Для звездочки при числе ячеек $n = 5 - \eta_1 \approx 0,94$.

Для зубчатого блока и цепи Галля, в виду значительной потери на трение между пластинами цепи, можно считать $\eta_1 \approx 0,95$.

Для цепного барабана — $\eta_1 \approx 0,97$.

Для барабана и проволочного каната при достаточном диаметре барабана и гибком канате за наименьшим более точных данных можно считать $\eta_1 \approx 0,95$.

Для барабана и пенькового каната, принимая $R \approx 4d$, и $\rho \approx 0,7d$ (обозначения те же, что и в ур. 84, смотря по степени гибкости каната, можно принимать

при $d =$	16	26	36	46	52 mm,
$\eta_1 \approx$	0,96—0,98	0,95—0,97	0,94—0,96	0,92—0,95	0,91—0,94.

Для фрикционного барабана с несколькими оборотами гибкого тела можно считать те же величины, что и для простого барабана, т. е. натяжение, а следовательно, и влияние жесткости сбегающего конца каната очень невелико и совершенно не отражается на коэфф-те полезного действия.

Для фрикционного канатного барабана, как он часто применяется для подъемников, коэфф-т полезного действия вычисляется по формуле:

$$\eta_1 = \frac{(Q - G) \cdot R}{Q \cdot \left(R + \frac{\xi}{2}\right) - G \cdot \left(R - \frac{\xi}{2}\right) + \mu \cdot \rho (Q + G + P)} \dots (130)$$

где Q — вес клетки и поднимаемого груза,

G — „ контр-груза,

P — окружное усилие на барабанном валу, с +, если оно направлено вниз и с —, если оно направлено вверх, а остальные обозначения, как выше в ур. 84.

Пример. $Q = 650 \text{ kg}$, $G = 500 \text{ kg}$, $P = 125 \text{ kg}$ и направлено вверх, $d = 36 \text{ mm}$, $R = 375 \text{ mm}$, $\rho = 40 \text{ mm}$, $\mu = 0,06$, $\xi = 0,012 d^2$, $Q + G + P = 650 + 500 + 125 = 1025$ и $\eta_1 = 0,83$.

б. Коэфф-т пол. действия каждой отдельной передачи с ее ведущим валом при известных размерах передачи и действующих в ней усилиях определяется на основании общих правил. В предварительных расчетах, смотря по качеству сборки машины и уходу за ней, можно принимать следующие средние величины.

Для фрикционной передачи с гладкими шкивами при передаточном числе от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{6}$ — $\eta_2 \approx 0,85$ до 0,92; для фрикционной клинчатой передачи при тех же условиях — $\eta_2 \approx 0,88$ до 0,90.

Для цилиндрической зубчатой передачи при не слишком малом числе зубцов на шестерне ($z \geq 10$ до 15) — $\eta_2 \approx 0,97$ (0,94 до 0,96) или 0,91 до 0,93, а при фрезерованных зубцах, работающих в масляной ванне, и при подшипниках с кольцевой

смазкой или на шариках можно считать $\eta_1 = 0,95$. При этом множитель 0,97 представляет коэфф-т пол. действия *ведущего* вала передачи, а множитель (0,94 до 0,96) — коэфф-т пол. действия собственно зубчатых колес, считая только трение в зубцах.

Для конической зубчатой передачи можно считать тот же коэфф-т пол. действия, что и для цилиндрической передачи; правда, здесь валы получают стремление сдвинуться в своих опорах и потому является большая потеря на трение в опорах, но зато несколько уменьшается трение в зубцах, так что в общем можно считать, что потеря на трение остается одинаковою.

Для червячной передачи коэфф-т пол. действия самого зацепления и червячного вала приблизительно можно подсчитать по формуле *)

$$\eta_2 = \eta_2' \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \dots \dots \dots (131),$$

где η_2' — коэфф-т пол. действия червячного вала принимается, смотря по условиям, от 0,90 до 0,95, а при шариковых опорах до 0,98.

Коэфф-т трения нарезки червячной передачи можно принимать:

а) фрезованные червяк (сталь) и червячное колесо (сталь или бронза), обыкновенная смазка — $f = \operatorname{tg} \varphi \cong 0,12$, т.-е. $\varphi = 7^\circ$; б) тоже, но при очень тщательном исполнении, масляная ванна — $f = \operatorname{tg} \varphi \cong 0,05$, т.-е. $\varphi = 3^\circ$.

При большой относительной скорости скольжения зубцов коэфф-т трения может значительно понизиться, по опытам до $f = 0,02$ и даже до $f = 0,01$ **). Если принять 2 крайних, наиболее часто встречающихся в практике случая

$$1) \eta_2' = 0,90 \text{ и } f = 0,12^0 (\varphi = 7^\circ) \text{ и } 2) \eta_2' = 0,95 \text{ и } f = 0,05 (\varphi = 3^\circ),$$

то для различных углов наклона винтовой нарезки коэфф-т пол. действия самой червячной передачи с валом червяка будет находиться в пределах

для $\alpha = 5^\circ$	7,5°	10°	15°	20°	25°
$\eta_2 = 0,37 - 0,59$	0,46 — 0,67	0,52 — 0,73	0,59 — 0,78	0,64 — 0,82	0,67 — 0,84.

При определении полного коэфф-та пол. действия червячной передачи необходимо еще принять во внимание, что ведомый вал (червячного колеса) во время работы также стремится сдвинуться в своих опорах, так что на трение в заплечиках еще теряется лишних 2—3% по сравнению с цилиндрической зубчатой передачей.

Потеря на трение в шипах ведущего вала в цилиндрической зубчатой передаче определяется обыкновенно в предположении, что окружные усилия на этом валу от предыдущей передачи (P') и от ведомой передачи (P'') не разгружают взаимно одно другое, а складываются. Назовем r — радиус меньшей, ведущей шестерни рассматриваемой передачи, R — радиус *сидящего на этом же валу* большего, ведомого колеса предыдущей передачи, тогда можно написать ур. моментов:

а) если бы не было трения в шипах

$$P_0' \cdot R = P'' \cdot r;$$

б) принимая во внимание трение в шипах (ρ — рад. шипов).

$$P' \cdot R = P'' \cdot r + (P' + P'') \cdot \mu \cdot \rho.$$

Коэфф-т пол. действия вала, следовательно, определится формулой

$$\eta_2' = \frac{P_0'}{P'} = \frac{1 - \mu \cdot \frac{\rho}{r} \cdot \frac{r}{R}}{1 + \mu \cdot \frac{\rho}{r}} \dots \dots \dots (132).$$

*) Принято только трение *винта* и *гайки* и откинуто трение зацепляющихся колес и *носы* (так как оно очень незначительно).

**) См. *З. д. В. д. I.* 1902 г., стр. 915.

Обращаем особенное внимание, что в этой формуле отношение r/E не есть *передаточное число* зубчатой передачи, а есть отношение радиусов двух колес (двух различных передач), посаженных рядом на одном валу — r ведущее колесо последующей передачи и E ведомое колесо предыдущей передачи.

В *цилиндрической* косозубчатой и *конической* зубчатой передачах от действия продольного осевого давления, стремящегося сдвинуть валы в их опорах, получится еще потеря трения ведущего вала в опорных его торцах.

Таблица 16.

Коэфф-ты η_2' для ведущего вала цилиндрической зубчатой передачи при $\mu = 0,08$.

Отношение радиусов зубчатых колес, сидящих на валу $r : R$.	Отношение рад. шипа вала к рад. ведущей шестерни передачи ($\rho : r$).						
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
1	—	—	—	0,94	0,95	0,97	0,98
1 : 2	—	0,93	0,94	0,95	0,96	0,98	0,99
1 : 4	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
1 : 8	0,94	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98	0,99

В среднем для наиболее ходовых соотношений $\rho : r = 0,3$ и $r : R = \text{от } 1/2 \text{ до } 1/6$ можно принимать $\eta_2' \approx 0,97$.

Потеря на трение в зубцах цилиндрических зубчатых колес, в предположении, что длина дуги зацепления равна двойному шагу зацепления, довольно точно может быть выражена формулой

$$F = \pi \cdot f \cdot \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{Z} \right) \cdot P_0,$$

следовательно на ведущем колесе нужно приложить усилие

$$P = P_0 + \pi \cdot f \cdot \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{Z} \right) \cdot P_0.$$

откуда находим коэфф-т пол. действия колес

$$\eta_2'' = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{1 + \pi \cdot f \cdot \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{Z} \right)} = \frac{z}{z + \pi \cdot f \cdot \left(1 \pm \frac{z}{Z} \right)} \dots \dots \dots (138)$$

где знак + соответствует наружному и — внутреннему зацеплению, z и Z — числа зубцов колес, находящихся в зацеплении, f — коэфф-т трения в зубцах.

В ручных воротах зубцы большей частью не обделяются, а уход и смазка тоже часто заставляют желать лучшего, поэтому здесь надо считать $f \approx 0,16$; в приводных, паровых и электрических воротах с быстрым ходом, наоборот, всегда следует ставить колеса с точно фрезерованными зубцами и тогда можно считать $f \approx 0,10$, а если, кроме того, еще обращено внимание на тщательную смазку (масляная ванна), то можно считать даже $f \approx 0,08$ до $0,05$.

Таблица 17.

Коэфф-ты η_2'' для цилиндрических зубчатых колес при $f = 0,16$, для *внешнего* зацепления и *прямых* зубцов.

Отношение $Z : z$.	Число зубцов z на ведущем колесе.							
	4	5	10	12	16	20	25	30
1	0,80	0,83	0,91	0,92	0,94	0,95	0,96	0,97
2	0,84	0,87	0,93	0,94	0,96	0,96	0,97	0,97
4	0,87	0,89	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,98
8	0,88	0,90	0,95	0,96	0,97	0,97	0,98	0,98
∞ (рейка)	0,89	0,91	0,95	0,96	0,97	0,98	0,98	0,98

В среднем для наиболее ходовых соотношений $z=10$ и $Z:z=4$ можно принимать $\eta_2'' \approx 0,94$, если зубцы обработаны и смазываются ($f=0,1$), то для тех же соотношений можно считать $\eta_2'' \approx 0,96$.

Если зубцы поставлены косо (косозубчатые колеса) под углом γ к образующей, то в ур. 133 в знаменателе вместо множителя $\pi \cdot f$ должно быть $\pi \cdot f / \cos \gamma$.

Для конических зубчатых колес, при угле α между осями вместо ур. 133 надо пользоваться формулой

$$\eta_2'' = \frac{z}{z + \eta_1 \cdot f \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{z}{Z}\right)^2 + 2 \cos \alpha} \cdot \frac{z}{Z}} \dots \dots \dots (134).$$

в. Вал рукоятки во всех воротах с какой-нибудь передачей в то же время является ведущим валом первой передачи; вредные сопротивления его таким образом уже вошли в выше указанные выражения коэфф-тов пол. действия передач η_2 . В воротах без передач (по типу черт. 174), с одним только барабанным валом, трение в шипах этого вала от давления руки рабочего на рукоятку немного увеличится, но влияние этого добавочного трения в большинстве случаев почти незаметно и потому в таких воротах можно принимать коэфф-т пол. действия рукоятки $\eta_3 = 0,99$.

Пример 1. Ручной ворот с барабаном для пенькового каната и рукояткой на барабанном валу, предполагая канат средней крутки диаметром $d=26$ mm. Примем $\eta_1=0,95$ и $\eta_2=0,99$, тогда

$$\eta = 0,95 \cdot 0,99 \approx 0,94.$$

Пример 2. Ручная лебедка с цепным барабаном и двойной зубчатой передачей, предполагая сборку машины среднего качества и плохой уход. Примем $\eta_1=0,97$ и $\eta_2=0,90$, тогда

$$\eta = 0,97 \cdot 0,90^2 \approx 0,79.$$

Пример 3. Электрический ворот для крана с барабаном для проволочного каната и тройной зубчатой передачей, предполагая точную сборку, подшипники на шариках и устройство масляных ванн для первых двух передач. Примем $\eta_1=0,95$, а $\eta_2=0,95$ для первых двух передач и $\eta_3=0,93$ — для последней, тогда

$$\eta = 0,95 \cdot 0,95^2 \cdot 0,93 \approx 0,80.$$

Пример 4. Блок Беккера со звездочкой для калиброванной цепи и червячной передачей с углом нарезки на червяке $\alpha=25^\circ$. Примем $\eta_1=0,94$ и $\eta_2=0,68 \cdot 0,98$ (0,98 — на трение от осевого давления на валу звездочки), тогда

$$\eta = 0,94 \cdot 0,68 \cdot 0,98 \approx 0,63.$$

39. Расчет и конструкция механизма ворота. Обозначим Q и r — поднимаемый груз и радиус барабана или звездочки; n и p — число рабочих, поднимающих груз, и усилие каждого рабочего на рукоятке (или на тяговом канате); a — радиус рукоятки; η — коэфф-т полезного действия всего механизма ворота; $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots = \frac{Z_1}{z_1} \cdot \frac{Z_2}{z_2} \cdot \frac{Z_3}{z_3} \dots$ — передаточное число передачи ворота между валом рукоятки и валом барабана*), c и h — скорость движения и высоту под'ема груза; v и s — скорость движения руки рабочего и путь, описанный рукояткой, тогда мы будем иметь соотношения: уравнение *угловых скоростей* валов рукоятки и барабана

$$\frac{v}{a} = i \cdot \frac{c}{r} \text{ или } \frac{s}{a} = i \cdot \frac{h}{r} \dots \dots \dots (135), +$$

*) Так как в грузоподъемных машинах, за весьма редкими исключениями, передача всегда устраивается для перехода от быстрого вращения вала к медленному и, следовательно, отношение $z:Z$ числа зубцов на ведущем колесе к числу зубцов на ведомом всегда *правильная дробь*, то мы для большего удобства отступили от общепринятого обозначения и всегда называем передаточным числом отношение числа зубцов большего колеса к числу зубцов меньшего (всегда $i > 1$).

уравнение моментов на тех же валах

$$Q \cdot r = \eta \cdot n \cdot p \cdot a \cdot i = n \cdot p_0 \cdot a \cdot i = n \cdot p \cdot a \cdot i_0 \dots \dots \dots (136),$$

уравнение работ — затраченной и полезной

$$\eta \cdot n \cdot p \cdot v = Q \cdot c \text{ или } \eta \cdot n \cdot p \cdot s = Q \cdot h \dots \dots \dots (137), \dagger$$

на основании которых решаются все вопросы о главных размерах ворота, его коэфф-те пол. действия и силах p и Q .

В воротах, приводимых в действие от механического двигателя в ур. 137 вместо произведения $n \cdot p \cdot v$ надо поставить $75 \cdot N$, где N — мощность двигателя, выраженная в лошадиных силах, и потому мы в этом случае получим выражение.

$$N = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{Q \cdot c}{75} \dots \dots \dots (137), \dagger$$

определяющее мощность двигателя, необходимую, чтобы при коэфф-те пол. действия η ворота поднимать груз Q со скоростью c *mt* в 1 секунду.

В имеющемся уже построенном ворота по известным для него величинам a , r , i и η , можно по имеющемуся в распоряжении усилию рабочих $n \cdot p$ подсчитать какой наибольший груз они в состоянии поднять; можно, зная $n \cdot p$ и Q из опыта, определить „действительный“ коэфф-т полезного действия ворота; можно еще вычислить, какое нужно приложить усилие $n \cdot p$ рабочих, чтобы поднять определенный заданный груз, и можно, наконец, зная скорость движения руки рабочего, вычислить *время*, *скорость* или *высоту* подъема груза.

а. Передаточное число i вновь строящегося ворота. Если необходимо построить ручной ворот, то должен быть задан, или конструктор на основании известных соображений сам себе задает, тот наибольший груз Q , на который ворот должен быть построен — его подъемная сила. Кроме этого, обыкновенно задается, или тоже надо выбрать на основании местных условий, число рабочих у ворота и усилие каждого рабочего (см. стр. 88). Назначение радиуса рукоятки большею частью уже предоставляется конструктору и может быть сделано согласно данным на стр. 86. Если ворот расположен высоко от полу и вместо рукоятки у него будет иметься канатный или цепной блок, то при назначении диаметра этого блока нет необходимости придерживаться размера $a \leq 400$ до 450 *mm*, как часто по ошибке делают, а можно, соображаясь по имеющемуся месту, ставить блоки и значительно большего размера (на черт. 103 — $a = 1\ 000$ *mm*).

Раньше чем приступить к расчету механизма самого ворота, сначала нужно выбрать тот или иной гибкий элемент (каната или цепь), подобрать на основании указанных в первой части курса соображений размер этого элемента и потом уже на основании его назначить радиус r барабана или звездочки.

Теперь в ур. 136 остались неизвестными две еще величины — η и i . Примем для начала $\eta = 1$ и найдем передаточное число идеальной машины

$$i_0 = \frac{Q \cdot r}{n \cdot p \cdot a} \dots \dots \dots (136, a),$$

то передаточное число, которое было бы в механизме ворота, если бы не было вредных сопротивлений. Действительное передаточное число i ворота несомненно должно быть значительно больше найденного i_0 и определяется условием

$$i = \frac{i_0}{\eta} \dots \dots \dots (138).$$

но вычислить его можно лишь после того, как будет намечен механизм ворота и (хотя бы не совсем точно) определен коэфф-т пол. действия этого механизма.

Если строится *приводный* ворот или вообще ворот, приводимый в движение от какого-либо механического двигателя, то ход и результат расчета будут иные. При заказе приводного ворота должны быть даны не только *подъемная сила ворота*, но также и *скорость* s , с которой желательно поднимать наибольший груз. Если скорость s не задается, то конструктор должен сам ею задаться, соображаясь с назначением ворота и с теми местными условиями, в которых он будет работать. Когда Q и s окончательно установлены, то с самого начала помощью ур. 137,а определяют мощность двигателя для ворота; для этого или приблизительно, на основании схем уже существующих сходных воротов, задаются коэф-том пол. действия механизма (не включая двигатель) ворота, или же для первого приближения принимают $\eta = 1$. Определив приблизительную мощность двигателя, по существующим для этого рода двигателей нормальным данным, на основании каталогов фирм, строящих эти двигатели (напр., электромоторы), или на основании каких-либо иных соображений назначают число оборотов n двигателя (обыкновенно вал двигателя непосредственно соединяется с первым валом ворота). Одновременно с этим, подобно тому, как и в ручном ворота, определяют размеры каната (или цепи) и по ним радиус r барабана (или звездочки)—конечно, имея при этом в виду, что ворот будет «не ручной».

Зная s —скорость подъема груза (метры в 1 сек.) и r —радиус барабана, вычисляют $n_{\text{бар.}} = 1000 s : 2\pi r$ —число оборотов вала барабана, после чего уже находят искомое действительное (т. е. i , а не i_0) передаточное число механизма ворота,

$$i = n : n_{\text{бар.}} \dots \dots \dots (139),$$

на основании которого уже соображают конструкцию механизма ворота и его коэф-т пол. действия, нужный, чтобы по нему подсчитать требуемую *действительную* силу двигателя.

б. Схема механизма ворота. Большею частью механизм ворота составляется из зубчатых передач, число которых сообразуется с требуемым *полным* действительным передаточным числом i ворота.

В *ручных* воротах передаточное число отдельной зубчатой передачи обыкновенно назначают от 1 до 6, реже до 8 и лишь в исключительных случаях в передаче от вала рукоятки—до 10—12. В *приводных* воротах передаточное число каждой передачи не принято делать более 6. С кинематической точки зрения собственно можно было бы строить колеса и с большим отношением зубцов (в зацеплении с рейкой ведь мы имеем $i = \infty$), но обыкновенно избегают строить зубчатую передачу с слишком большим i , чтобы оба колеса изнашивались более равномерно и чтобы не получать слишком больших колес, размещение которых в ворота может представить известные затруднения: тесное помещение, увеличение размеров и веса стоек ворота.

Если при расчете по ур. 136,а (для ручного ворота) получается $i_0 \leq 6$, то есть возможность построить в обычных условиях ворот с *одной передачей*; поэтому, имея в виду эту одну передачу, а также род гибкого элемента, примененного для ворота, на основании данных предыдущего параграфа нужно вычислить η для всего механизма ворота и затем согласно ур. 138 определить искомое i передачи. При этом полученное из ур. число округляют до ближайшего большего удобного отношения зубцов. Обыкновенно рекомендуют назначать передаточное число зубчатой передачи *целым* числом—если это неудобно, то в виде отношений 3:2; 5:2; 7:2..., и лишь в самых исключительных случаях 5:3; 7:3.... Вряд ли, однако, необходимо особенно стараться удовлетворить этому требованию: многие известные первоклассные заводы по построению грузоподъемных машин, не стесняются ставить в своих кранах зубчатые передачи с самыми разнообразными отношениями чисел зубцов, напр.—31:7; 34:8; 64:11; 75:13; 29:12; 42:11; 75:6.

Если при расчете по ур. 136,а получится $i_0 \geq 6$, то возможно двойное решение вопроса: можно построить ворот с *двойной зубчатой передачей* (будет более слож-

ный механизм с меньшим коэфф-том пол. действия) или же можно построить простой ворот и постараться понизить i_0 , для чего имеется ряд мер, выбор между которыми зависит от личного вкуса конструктора и от тех местных условий и заданных ему, связывающих его, ограничений, которыми ему приходилось руководствоваться при назначении величин n , p , a , δ (диам. цепи), d (диам. каната) и r иногда даже и величины груза Q .

Уменьшить i_0 возможно применением следующих мер:

- 1) задаться меньшим грузом, если величина его не задана непосредственно условиями заказа, а более или менее произвольно назначена самим конструктором;
- 2) уменьшать при той же величине поднимаемого груза натяжение грузового каната или цепи, навиваемых на барабан—применить в помощь вороту подвижной блок (при малых грузах) или полиспаст (при значительных грузах) для выигрыша в силе;
- 3) увеличить a , n , p ;
- 4) увеличить допускаемое напряжение Z материала, при определении размеров цепи или каната;
- 5) выбрать другой элемент (вместо каната—простую цепь; вместо калиброванной цепи—цепь Галля и пр.);
- 6) выбрать более гибкую конструкцию каната (т.-е. из более тонких проволок), допускающую применение барабанов меньшего диаметра;
- 7) уменьшить число ячеек или зубцов на звездочке или зубчатке для цепи Галля или уменьшить при том же канате диаметр барабана;
- 8) увеличить η (более точной сборкой, улучшением конструкции деталей и пр.).

Необходимо отметить, что далеко не всегда и не все перечисленные меры одинаково целесообразны; некоторые из них могут оказаться прямо во вред делу. Так, напр., при слишком малом числе зубцов на звездочках или зубчатках для цепи Галля и при слишком тонких проволоках, составляющих канат, сильно увеличится износ цепи и каната; также неуместно будет применение подшипников с кольцевой смазкой или даже на шариках в ручной лебедке, которая в будущем будет находиться в руках простых рабочих, при чем надо ожидать, что присмотр за машиной и обращение с нею будут самого примитивного свойства.

Если ни одну из вышеуказанных мер нельзя или нежелательно применить для данного частного случая или если, несмотря на их применение, все-таки окажется невозможным осуществить одну передачу, то надо принять в расчет две передачи, соответственно этому подсчитать η для ворота с двойной зубчатой передачей и затем подобно предыдущему из ур. 138 определить действительное i для всей передачи сложного ворота.

Может оказаться еще выгодным заменить двойную зубчатую передачу червячной передачей, обладающей хотя и более низким коэфф-том пол. действия, но позволяющей получать весьма простой, уютный механизм. Выбор того или иного механизма—двойная зубчатая или червячная передача—опять-таки главным образом зависит от личного вкуса конструктора; определенного общего решения вопроса здесь указать нельзя, хотя некоторые заводы считают, что при величинах $i < 30$ зубчатые передачи выгоднее червячной. Если в червячной передаче червяк z -оборотный, а на червячном колесе Z зубцов, то передаточное число i этой передачи будет $i = Z : z$ —другими словами, z -оборотный червяк можно рассматривать как шестерню с z зубцами.

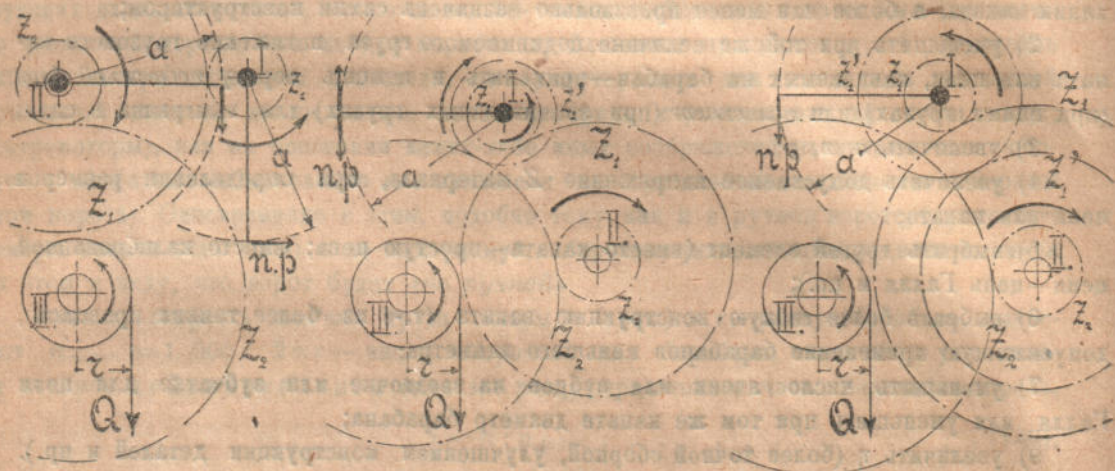
Если в механизме ворота имеется несколько передач с разными передаточными числами, то ближе к приемному валу большую часть ставят передачу с большим, а у барабанного вала—с меньшим передаточным числом.

При назначении размеров отдельных передач и выяснении схемы расположения их обыкновенно стараются сделать возможным более быстрый подъем небольших грузов. Для этого можно перенести рукоятки с вала I (черт. 187) на вал II, который для

этого надо поставить приблизительно на одном уровне от пола с первым валом, или же можно устроить сменную передачу, как было описано раньше.

Сменные передачи возможны двух типов:

1) Первая передача совсем выключается—вал II (черт. 188) хотя и вращается, но в работе не участвует; в этом случае какая-нибудь шестерня на первом валу (I) приводится в зацепление с зубчатым колесом третьего (III) вала. Иногда это будет;



Черт. 187.

Черт. 188.

Черт. 189.

сама шестерня первой передачи—тогда в первой передаче должен быть тот же шаг зацепления, что и во второй передаче ($t_1 = t_2$), а иногда на первом валу сажают для этой цели особую шестерню z_1' . Передаточные числа такого ворота будут

$$i = (Z_1 : z_1) \cdot (Z_2 : z_2) \text{ и } i' = Z_2 : z_1 \text{ или } Z_2 : z_1'.$$

2) Первая передача $i_1 = Z_1 : z_1$ (черт. 189) заменяется другой— $i_1' = Z_1' : z_1'$; передаточные числа такого ворота будут

$$i = i_1 \cdot i_2 = (Z_1 : z_1) \cdot (Z_2 : z_2) \text{ и } i' = i_1' \cdot i_2 = (Z_1' : z_1') \cdot (Z_2 : z_2).$$

На черт. 187 и 188 рабочие при подъеме принуждены вращать рукоятки в разные стороны—при работе полным воротом *против* часовой стрелки, а при работе сокращенным воротом *по* часовой стрелке, поэтому применение безопасной рукоятки здесь невозможно и, кроме того, рабочим труднее ориентироваться. На черт. 189 вал рукоятки при подъеме груза постоянно вращается в ту же сторону.

в. Расчет и конструкция частей ворота. Размеры и конструкция частей передачи ворота определяются на основании формул и соображений, указанных в курсе „Детали машин“, поэтому в нижеследующем будут приведены лишь некоторые дополнительные указания, относящиеся к передаточным механизмам в применении их главным образом для специальной цели—подъема грузов.

Число зубцов на малом колесе обыкновенно назначают $z \geq 8$ до 12 в ручных воротах и $z \geq 15$ до 20—в приводных; в последней передаче у барабана в приводных воротах также часто допускают $z \geq 12$. На рукояточном валу первую шестерню иногда выполняют из железа, в одно целое с валом, иногда число зубцов на ней иногда допускают $z = 6$.

Длину зубцов по образующей b назначают в ручных воротах— $b = 2t$ ($c = 2$), а в приводных— $b = 3$ до $5t$ ($c = 3$ до 5).

Напряжение в зубах на изгиб, при расчете их по обычной формуле $P \cdot h = B \cdot W$, где h — высота зуба, можно допускать

для чугуна в ручном вороте $B \leq 3$ до 4 kg/mm^2 .

„ „ „ приводн. „ $B \leq 2$ „ 2,5 „

„ стали „ „ „ $B \leq 5$ „ 8 „

„ бронзы „ „ „ $B \leq 5$ „ 6 „

Меньшие напряжения допускаются при больших скоростях, если ворот часто нагружается полной силой; большие напряжения можно допускать при медленном вращении и редких под'емах максимального груза.

В тяжелых передачах, когда шаг зацепления выходит очень большим, вместо одной передачи иногда строят две параллельные передачи (черт. 79, схема 4-я); при этом число колес удвоится, но значительно уменьшатся их размеры и, кроме того работа будет передаваться более плавно и равномерно. Сборка такой двояной передачи должна быть произведена особенно тщательно, чтобы зубцы обеих передач правильно зацеплялись.

Профилирование зубцов в передачах для ворот обыкновенно производится по развертывающим кривым; линия зацепления проводится под углом от 15 до 22° — смотря по числу зубцов на шестерне. В ручных воротах и въ приводных, если окружная скорость колес $v \leq 0,5$ до $0,7 \text{ m/s}$ в 1 сек., зубцы можно оставлять в необработанном виде; при точной обработке, зазора между зубцами можно не делать. При больших окружных усилиях колеса часто строятся косозубчатыми.

Фрикционная передача, нередко заменяющая зубчатую (в приводных воротах при числе оборотов вала $n > 150$ в минуту, когда требуется плавный ход и главным образом плавное начало под'ема), обыкновенно исполняет роль передачи — для перемены хода и остановки — и вместе с тем тормоза. Поверхности колес должны быть точно обработаны, а валы должны быть достаточно прочными на прогиб и должны прочно покоиться на своих опорах. Фрикционные колеса не следует выносить наружу подшипников на конец вала, так как работа их в этом случае всегда будет неправильная, односторонняя. Радиус меньшего колеса невыгодно брать меньше 60 или лучше даже 80 mm . Рабочие поверхности колес должны быть сухими, и потому их часто закрывают специальными чехлами, чтобы прикрыть их от случайных капель масла с других частей механизма ворота. В клинчатой фрикционной передаче обыкновенно выбирают угол конусности $2\alpha = 25$ до 30° , а глубину бороздок от 10 до 12 mm .

Червячная передача часто заменяет двойную или тройную зубчатую передачу в обыкновенных воротах и почти исключительно применяется в специальных воротах — блоках, а также в воротах, работающих от электромотора; большею частью она строится с углом нарезки $\alpha > \varphi$ — угла трения в нарезке, т.-е. без самотормажения.

Если требуется самотормажение, то в обычных условиях можно назначать $\alpha \leq 7^\circ$, имея в виду, что самотормажению также еще будут помогать сопротивления трения в опорах¹⁾.

Обозначим $s = z \cdot t$ — шаг средней винтовой линии червяка, тогда, принимая во внимание условие $\pi \cdot d_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha = s$, мы получим выражение

$$d_0 = \frac{z \cdot t}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots (140).$$

¹⁾ См. приведенные выше (на 174 стр.) данные о коэфф-те пол. действия червячной передачи.

указывающее, что по мере увеличения угла наклона нарезки червяка средний диаметр червяка будет уменьшаться. Внутренний диаметр червяка, который при этом также будет уменьшаться, однако, не может быть меньше известного предела, т. к. остающееся тело червяка должно быть достаточно прочно на кручение и изгиб, следовательно увеличению угла наклона нарезки есть известный практический предел. Можно было бы увеличить число витков (z) червяка, но это средство не всегда удобно, ибо, при увеличении оборотов червяка, мы тем самым в том же отношении увеличиваем число зубцов Z на червячном колесе ($Z:z = i = \text{const.}$), а, стало, быть, и его диаметр. В виду этого на практике обыкновенно отказываются от построения червячных передач с углом наклона нарезки близким к наивыгоднейшему (около $42 - 43^\circ$), а большею частью назначают $\alpha \approx 18$ до 25° и редко более 30° . Подсчет червячной передачи большею частью приходится проделывать несколько раз, раньше чем удастся получить удобные размеры; иногда, чтобы увеличить d_0 , назначают шаг t передачи несколько больше того, какой собственно получается из расчета на прочность зуба. Небольшие червяки изготовляются (стальные) в одно целое с валом, а большие делаются надежными на вал. Зубцы очерчиваются по эвольвентным кривым и почти всегда тщательно обрабатываются; в ручных и иногда еще в легких приводных воротах червячная передача оставляется открытою, во всех же остальных случаях вся передача закрыта плотным чехлом и работает в масляной ванне.

Валы передачи ворота испытывают довольно сильный изгиб; в виду этого их надо рассчитывать на одновременное действие сгибающего и крутящего моментов. При этом напряжения на изгиб можно допускать те же, какие указаны на стр. 60 для валов блоков, что же касается напряжений кручений, то необходимо различать валы простые и несущие на себе тормаз. *Нетормазные* валы можно рассчитывать при тех же напряжениях кручения, как и барабанный вал (см. стр. 67); *тормазные* валы при неправильном тормажении во время работы могут подвергаться очень сильным толчкам и ударам, и потому должны рассчитываться при напряжениях на кручение, как и валы звездочек (см. стр. 60). При больших скоростях для предварительного расчета указанные напряжения должны быть понижены, принимая во внимание инерцию масс, которую приходится преодолевать при пускании машины в ход и при ее остановке, а после того, как весь ворот будет вычерчен и все его детали будут выяснены, все валы и детали передачи следует проверить по крутящему моменту, который каждая деталь будет передавать в периоды пуска в ход и остановки ворота. Крутящий момент, передаваемый каждой отдельной деталью ворота, определяется соображаясь с тем промежутком времени, в течение которого машина будет вращаться неравномерно, подобно тому, как было указано в статье о тормазах.

В видах уменьшения изгиба валов все зубчатые колеса, тормаз и храповик необходимо располагать возможно близко у опор; при этом их располагают внутри или снаружи щитов, стараясь получить наиболее удобную для сборки и для будущего ухода за машиной комбинацию, а также соображаясь с условиями и местом, где машина будет работать. Так, напр., в переносных лебедках для различных случайных работ все шестерни и весь механизм обыкновенно помещаются *внутри* опор, т. к. при таком расположении механизм лучше защищен от поломок при перевозках лебедки, а также менее вероятны несчастия с рабочими, которые по неосторожности могут попасть в колеса ворота платьем или руками.

Относительно выбора типа *тормаз*а или *безопасной рукоятки* более определенных общих данных, кроме того, что уже указано по этому поводу в I части, дать нельзя; в этом вопросе очень большое влияние имеют соображения о *стоимости* машины, требования *простоты конструкции* с одной стороны и *безопасности работы* — с другой, а, главным образом, *личный вкус* конструктора. Почти каждый из

более известных заводов этой отрасли машиностроения выработал свои, большею частью патентованные, конструкции и весьма неохотно при новых заказах от них отступает.

Устои или щиты ворот обыкновенно изготовляются *чугунные или железные* и сравнительно реже *литые из стали*; железные щиты делаются из листового железа (редко из балок), к которому привертывают на болтах и приклепывают чугунные подшипники для валов (табл. 9; табл. 40, фиг. 15—16); чугунные и стальные щиты отливаются в одно целое с подшипниками для валов и имеют фигурное очертание, сообразно месту, где они будут укреплены (на полу, на стене, под потолком и пр.), а также размещению в них всех механизмов ворота.

Чугунные щиты редко отливаются в виде сплошной плиты, укрепленной ребрами; обыкновенно каждый щит имеет ажурный вид и представляется как бы составленным из слитых своими концами отдельных стержней, которые делаются пустотелые (табл. 13, фиг. 1—2) или ребристого сечения — тавровой (табл. 11, фиг. 21—23), двутавровой (табл. 12, фиг. 1—3) или швеллерной (табл. 13, фиг. 7—10) формы. Размеры поперечного сечения стоек ворота можно назначать, придерживаясь эмпирических данных, указанных на табл. 40, фиг. 26, а также на табл. 13, фиг. 12; иногда еще пользуются также эмпирическим правилом, по которому *высота* поперечного сечения стоек ворота должна быть:

для цепного ворота — $h = 6\delta + 15$ до 20 *мм* (δ — диам. цепи),

для канатного ворота — $h = 2d + 15$ до 20 *мм* (d — диам. пенькового каната).

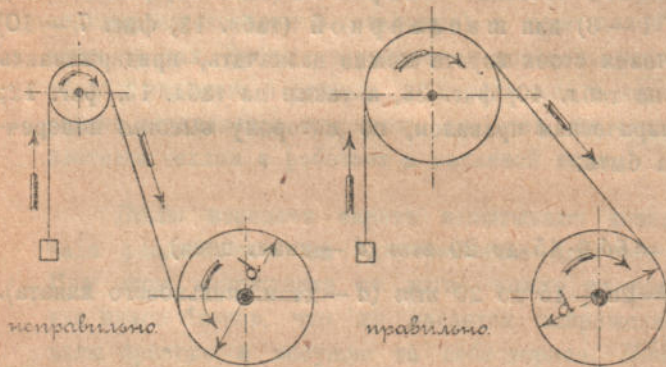
При назначении размеров и формы щитов для ворота необходимо иметь в виду не только те усилия, которые на щиты будут действовать во время работы машины, но также и разные случайные силы, которые щиты должны выдержать, не ломаясь во время сборки, доставки их с завода и установки их на место; — очень часто более опасными могут оказаться именно эти случайные усилия, не поддающиеся никакому расчету.

Щиты ворот свертываются и удерживаются на определенном между собою расстоянии распорными болтами, которые не должны быть слишком тонки, чтобы не прогнуться от случайных усилий, напр., от веса того же ворота, если при подеме ворота краем зацепить канатом за середину одного из распорных болтов. Обыкновенно распорные болты между щитами ворота изготовляются из круглого железа толщиной, смотря по размерам ворота, от 20 до 35 *мм* с нарезкою на концах в $\frac{3}{4}$ до $1\frac{1}{4}$ дюйма.

Опоры для валов в ручных воротах необходимо строить *возможно простой* конструкции — цельные чугунные без вкладышей (табл. 10), со вставными бронзовыми кольцами (табл. 40, фиг. 15—16), иногда цельные бронзовые (табл. 11, фиг. 20) или разъемные с обыкновенными бронзовыми вкладышами (табл. 12, фиг. 18—19, 25—27, 29); имея в виду, что цельные чугунные подшипники со временем разрабатываются, полезно делать тело подшипника достаточно толстым, чтобы можно было впоследствии его расточить и в него вставить бронзовое кольцо. В воротах приводных или с механическим двигателем, наоборот, нужны подшипники хорошей конструкции; особенно это важно на первых быстро вращающихся валах, и нередко здесь ставят подшипники с кольцевой смазкой или на шариках.

Длина барабана в воротах, если высота подема груза не задана, назначается весьма различною и встречается в исполненных воротах от 0,5 до 4 диаметров барабана; обычно из поверхности барабана в один слой можно навить около 5 до 15 *м* цепи или пенькового каната и около 20 до 45 *м* проволочного каната.

В воротах со стальным канатом необходимо обращать особенное внимание на правильное расположение направляющих блоков, а также и на размеры этих блоков, т. к. ошибки в этом отношении весьма вредно влияют как на прочность каната, так и на долговечность его в эксплуатации. Направляющий блок должен стоять на известном расстоянии от барабана (см. стр. 65), диаметр направляющих блоков не должен быть меньше диаметра барабана и канат должен огибать все блоки и барабан, перегибаясь на них в одну сторону (черт. 190 и 191). Если по местным условиям последнее требование не может быть выполнено, то при расчете ворота это обстоятельство надо иметь в виду и соответственно увеличить диаметры барабана и блоков (иногда даже и проволоки, и самого каната) и считаться с более быстрым износом каната. Для цепи указанные требования собственно тоже остаются в силе, но в этом случае они менее существенны, т. к. цепь элемент более жесткий и благодаря этому не так сильно страдает от несоблюдения этих требований. На практике в цепных воротах отступления от последнего требования встречаются довольно часто.



Черт. 190.

Черт. 191.

сопротивлением и очень быстро изнашивается, поэтому он преимущественно употребляется для временной работы, но даже и в этих случаях его часто заменяют проволочным канатом.

Проволочный канат очень легок, дешев и дает очень ровный ход, в виду чего может работать при большой скорости навивания на барабан (в примере на стр. 14 — 20,4 *mt* в секунду), но сравнительно быстро изнашивается, особенно если он очень гибкой конструкции, и требует установки барабанов очень большого диаметра. Большой диаметр барабана влечет за собою увеличение крутящего момента ($Q \cdot r$) на барабанном валу, необходимость, в виду этого, устройства более сильной передачи, или установки двигателя, способного развить большой *вращающий момент* — в конечном результате применение проволочного каната значительно удорожает ворот. Применение проволочного каната может быть рекомендовано во всех случаях, где требуются: большая *высота* или *скорость* подъема груза, очень *ровный ход* или *подъем очень большого груза*. При этом в практике обыкновенно избегают ставить излишне толстые канаты, и потому в помощь вороту применяют кратный полиспаст, число блоков которого назначают с таким расчетом, чтобы толщина каната получилась приблизительно не более

15 <i>mm</i>	— для грузов	до 5 <i>tn</i>
20 "	— " "	от 5 " 15 "
25 "	— " "	15 " 30 "
30 <i>mm</i>	— для грузов	от 30 " 60 <i>tn</i>
35 "	— " "	" более 60 "

и только для очень больших грузов (120 — 200 *tn*) назначают более толстые канаты¹⁾.

¹⁾ Эти данные применимы лишь для воротов кранов и обыкновенных (не шахтных) подъемников.

Простая сварная цепь преимущественно применяется для под'ема небольших грузов, приблизительно не более 7—10 *tn*; для более тяжелых грузов ее применяют очень неохотно, т. к. толстые номера этих цепей, в виду трудности получить хорошую сварку звеньев, очень ненадежны. Эта цепь дает менее ровный ход, чем канаты, но все-таки применение ее для приводных ворот допускается, если только скорость набегания цепи на барабан не особенно велика. Сварная цепь дороже канатов, но меньше изнашивается; она одинаково гибка во всех направлениях, значительно тяжелее канатов и тоже требует устройства барабанов сравнительно большого диаметра.

Калиброванная цепь очень выгодна во всех случаях, где требуется уютный механизм ворота, т. к., благодаря малым размерам звездочки, крутящий момент на валу звездочки получается значительно меньше, чем в случаях применения цепного или канатного барабана. С другой стороны, однако, калиброванная цепь обладает настолько серьезными недостатками — быстрый износ, высокие вес и стоимость цепи, неровный ход и застревание звеньев цепи в ячейках звездочки (благодаря этому применение калиброванной цепи возможно только на медленном ходу) — что вообще для ворот калиброванную цепь применяют очень редко. Калиброванная цепь главным образом применяется в воротах-блоках и затем еще в обыкновенных ручных воротах, когда почему-нибудь желательно получить возможно простой механизм ворота. Для ворот приводных или с механическим двигателем калиброванная цепь вообще не применяется; она может работать только при малых скоростях набегания цепи на звездочку и редко применяется для грузов более 7—10 *tn*.

Цепь Галля применяется или для под'ема больших грузов, т. к. она не сварная, а составлена из отдельных элементов, и потому очень надежна, или взамен калиброванной цепи, если требуется особенно уютный механизм ворота, т. к. радиус зубчатки для нее получается меньше радиуса звездочки для калиброванной цепи. Цепь Галля работает ровнее калиброванной цепи и не застревает в зубах зубчатого блока, поэтому для цепи Галля возможны довольно большие скорости набегания цепи на зубчатый блок (около 2,5—3,5 *mt* в секунду в кранах и до 8—10 *mt* в секунду в передачах автомобилей), а также возможно применение ее для приводных ворот, при чем нужно только несколько увеличить число зубцов на зубчатом блоке. Цепь Галля очень тяжела, в несколько раз дороже всех прочих элементов (цепей и канатов), поэтому для под'ема сравнительно небольших грузов цепь Галля применяется очень редко.

Цепь Галля не может отгибаться в поперечном направлении, поэтому ее не следует ставить во всех случаях, где такого отклонения цепи можно ожидать (быстрое трогание крана с места, невнимательность рабочих), т. к. при отклонении нагруженной цепи от вертикали (в поперечном направлении) односторонне нагруженная цепь легко может лопнуть. Не желательно также применять цепь Галля для ворот, работающих на вольном воздухе или в сырых помещениях, т. к. стальные пластинки и болтики цепи легко подвергаются ржавчине.

Для удобства сравнения в табл. 18 приведены размеры перечисленных элементов, рассчитанных на один и тот же груз (2000 *kg*); веса и стоимости их; размеры необходимых для них барабанов, звездочки и зубчатого блока; крутящие моменты на валу, которые получатся при этих размерах, и передаточные числа i_0 механизма (при условии $\eta=1$) ворота в предположении, что груз 2000 *kg* надо поднять усилием $p=20$ *kg* (одного рабочего), действующим на плече $a=400$ *mm* рукоятки.

Таблица 18.

Размеры канатов и цепей, а также крутящие моменты M и передаточные числа i_0 механизма ворота (см. ур. 124,а), принимая $Q=2 \text{ tn}$, $p=20 \text{ kg}$ и $a=400 \text{ mm}$.

Род примененного гибкого элемента	Канаты и цепи.				Механизм ворота.		
	Размеры d, δ и t mm	Вес (приблиз.) 1 пог. mt kg/mt	Стоимость (приблизительно)		Радиус барабана или звездочки r . mm	Крутящий момент на валу барабана или звездочки. $M = Q \cdot r$ kgmt	Переда- точное число. i_0
			1 килограм.	1 пог. mt Рубли *)			
Пеньк. канат (не смол.); (барабан; $r=5 d$).	$d=52$	2,03	0,50	1,02	260	520 000	65
Проволоч. стальн. канат; (барабан; $r=250 \delta$).	$\delta=0.70$ $d=20$	1,00	1,10	1,10	175	350 000	44
Простая сварная цепь; (барабан; $r=10 \delta$).	$\delta=15$	5,06	0,40	2,02	150	300 000	38
Калибров. сварная цепь; (звездочка; $n=5$ <i>звезд.</i>).	$\delta=18$	7,20	0,45	3,24	72	144 000	18
Цепь Галля; (зубч. блок; $n=8$ <i>зубц.</i>).	шаг цепи $t=45$	7,10	1,40	9,94	59	118 000	15

Сопоставляя данные этой таблицы с выше высказанными замечаниями, а также на основании сведений, сообщенных о канатах, цепях и их барабанах и блоках в 1-й части настоящей книги, не трудно выбрать в каждом частном случае наиболее подходящий элемент и правильно назначить его размеры.

40. Ворота-блоки или просто блоки представляют собою ворот очень компактной конструкции, большею частью со звездочкой для калиброванной цепи, который для подъема тяжестей подвешивается помощью крюка к какой-либо выше его лежащей опоре. Ворота-блоки строятся почти исключительно для ручного действия и могут быть:

- 1) с зубчатыми передачами, обладающими свойством самотормажения ($\eta < 0,50$);
- 2) типа Беккера с червячной передачей, не обладающей свойством самотормажения ($\eta > 0,50$), снабженные самозамыкающимся тормазом, не размыкающимся при опускании груза;
- 3) с зубчатыми передачами, не обладающими свойством самотормажения ($\eta > 0,50$) и потому снабженные тормазом.

Блоки первого типа, обладающие очень низким коэфф-том пол. действия (около 0,20—0,35), в настоящее время почти уже не употребляются и заменены блоками типа Беккера или „с зубчатыми передачами и с тормазом“. Слабой стороной блоков „типа Беккера“ является червячная передача; хотя в ней и применен червяк с большим углом нарезки ($\alpha = \text{от } 18^\circ \text{ до } 25^\circ$), но, несмотря на это, коэфф-т пол. действия этих блоков редко бывает выше 0,60—0,65. В виду этого в блоках червячную передачу нередко заменяют простой или двойной зубчатой передачей и вводят в механизм блока какой-нибудь автоматический тормаз или безопасную рукоятку¹⁾. Коэфф-т пол. дей-

*) По ценам 1914 года.

1) На черт. 192 представлен очень остроумный, но не оправдавшийся на практике способ избежать в воротах с цилиндрическими зубчатыми передачами необходимости устройства специального тормоза: ведущая шестерня и ведомое ею зубчатое колесо построены с различными шагами.

ствия таких блоков, смотря по числу передач блока, доходит до 0,75—0,85, но удобна и действительно практикуется такая замена червячной передачи только для блоков небольшой подъемной силы, примерно до 2—3 tn, т. е. для более тяжелых грузов зубчатая передача получается слишком сложной, а самый блок очень тяжелым (весьма существенный недостаток) и более дорогим, чем блок с червячной передачей на тот же груз.

Ворота-блоки рассчитываются аналогично обыкновенным воротам, но при более высоких, допускаемых напряжениях материала, т. к. в видах получения их возможно легкими и компактными, эти блоки обыкновенно строятся из материалов более высокого качества.

Табл. 7, фиг. 14—17. Блок Ида (Eade) с дифференциальной зубчатой передачей на 1 000 kg. Вал M блока, приводимый во вращение помощью цепного блока O , снабжен эксцентрическим цилиндрическим обварком M_1 , на котором на роликах (для уменьшения трения) свободно посажено зубчатое колесо T_1 ; колесо T_1 зацепляется с колесом T , отлитым в одно целое со звездочкой S для грузовой цепи и свободно вращающимся на валу M . Само колесо T_1 вращаться не может, а лишь перемещается поступательным круговым движением вокруг центра вала M , направляемое в этом движении эксцентриком M_1 и двумя выступами x , скользящими в сержке U . Если бы этих выступов не было, то при вращении вала M колесо T_1 , зацепляясь своими зубцами за зубцы колеса T , свободно перекатывалось бы внутри последнего; теперь же, не имея возможности повернуться само, оно при каждом полном обороте вала M заставит повернуться колесо T на число зубцов $Z - z$, соответствующее разности чисел зубцов колес T и T_1 , или на часть полного оборота, равную $(Z - z) : Z$.

Если для идеального блока, не принимая во внимание все вредные сопротивления написать ур. работ, то при принятых нами обычных обозначениях (см. стр. 176—177) получим условие

$$n \cdot p_0 \cdot 2\pi \cdot a = 2\pi \cdot r \cdot \frac{Z - z}{Z} \cdot Q,$$

откуда находим

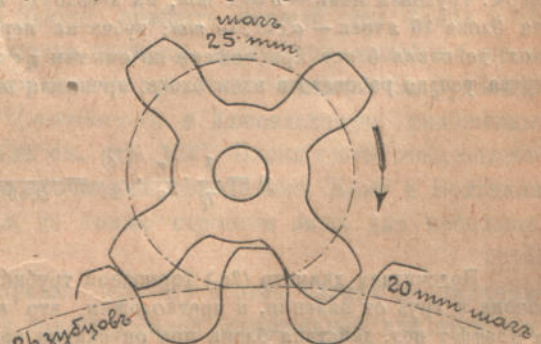
$$P_0 = n \cdot p_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{Z - z}{Z} \cdot Q \dots \dots \dots (141)$$

и далее

$$P = n \cdot p = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{Z - z}{Z} \cdot Q \dots \dots \dots (142)$$

В настоящее время блок Ида почти не употребляется; коэфф-т пол. действия его по опытам получается около $\eta = 0,20$ до 0,30.

зацепления, которые выбраны таким образом, что зуб ведущей шестерни работает не только боковыми своими поверхностями, как во всякой передаче, но также еще и торцевой своей поверхностью: при этом бывают такие моменты, когда вращение возможно только от шестерни к колесу. При положении, представленном на черт. 192, шестерня может вращать большое колесо в направлении, указанном стрелкой, большое же колесо одним своим зубом упирается в торцевую поверхность зуба шестерни и потому привести его во вращение не в состоянии — груз опуститься самопроизвольно не может. Пока зубцы шестерни новые, ворот работает вполне надежно, но лишь только они несколько изнашиваются и торцевые поверхности их закругляются, как работа ворота становится очень ненадежной, т. к. зубцы легко срываются и потому очень трудно так установить зубчатые колеса, чтобы груз не упал.



Черт. 192.

Табл. 7, фиг. 10—11. Блок системы проф. Кона (*Kohn*) с простой цилиндрической зубчатой передачей и с особым тормазом в виде трубки. На чертеже показана только верхняя неподвижная обоймица блока; груз подвешивается к обоймице нижнего подвижного блока, на чертеже, не показанного, как в блоках Вестона, или типа Беккера (см. стр. 153, 169 и 192). Неподвижный конец цепи закреплен (на фиг. 11, слева) в верхней обоймице, затем цепь огибает подвижной блок, звездочку, и справа от нее свободно свисает вниз; чтобы этот конец не мешал работе, а также, чтобы рабочие не могли смотать всю цепь и уронить груз, этот свободный конец цепи закрепляют в обоймице (на фиг. 11, справа).

При подъеме груза блок работает как обыкновенный ворот с простой зубчатой передачей: блочек d усилием рабочего приводится во вращение против часовой стрелки (зубцы e храповина, имеющиеся внутри блочка d , при этом свободно проходят мимо собачки f) и приводит во вращение вал l , шестерни i и k , вал g и звездочку a . Вал l вращается внутри толстостенной трубки или втулки c , в которой он лежит, но сама трубка, исполняющая в этом блоке роль тормазы, остается в покое, т. е. удерживается от вращения значительным трением, вызываемым на внешней ее поверхности действием веса поднимаемого груза и самого блока с его цепями. Тормазная трубка c покоится в кольце h верхнего подвешенного крюка блока, и в то же время сама она служит опорой для обоих щитов b обоймицы блока. Благодаря такой остроумной комбинации деталей блока, при вращении тормазной трубки на ее поверхности одновременно будут возникать силы трения: внизу, где она сама нажимает на опорное кольцо h , и вверху, где на нее нажимают оба щита обоймицы блока. Как в том, так и в другом случае нажимающая сила будет $Q + G$, где Q — вес поднимаемого груза, а G — вес блока с его цепями, и потому момент трения, удерживающий тормазную трубку от вращения, будет $M_1 = 2(Q + G) \cdot f \cdot r_0 \cdot 4/\pi$, т. е. как бы полученный в обычных условиях от удвоенной силы $2(Q + G)$. Если прекратить подъем груза, то под влиянием веса последнего весь механизм блока будет стремиться вращаться в обратном направлении; при этом зубья храповика упрутся в собачку f , ось вращения которой закреплена в конце тормазной трубки, и принудят эту трубку вращаться вместе с собой. Если трение на ее поверхности будет настолько велико, чтобы воспрепятствовать этому вращению, то поднятый груз останется затормаживаемым; для спуска груза, как и в других подобных блоках, нужно потянуть за цепь в обратную сторону и преодолеть избыточное трение на поверхности трубки c .

Блоки Кона удобны лишь для небольших грузов (до 2 tn), т. к. при больших грузах зубчатая передача этого блока получается слишком сложной, а самый блок слишком тяжелым и дорогим.

В блоке Кона на 600 kg , завода *Briegleb, Hansen & Co* в Эрфурте имеются следующие размеры: грузовая цепь — $\delta = 7 \text{ mm}$, на звездочке 4 ячейки — $r = 30 \text{ mm}$; тяговая цепь — $\delta = 7 \text{ mm}$; на блоке 16 ячеек — $a \approx 230 \text{ mm}$; зубчатая передача — $\varepsilon = 7$; $Z = 31$, $i = 31:7 \approx 4,43$; коэфф-т пол. действия блока при подъеме по опытам $\eta \approx 0,85$; вес блока и цепей $G = 37 \text{ kg}$. При подъеме груза усилие рабочего в этом блоке, принимая во внимание подвижной блок, должно быть

$$p = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{Q}{2i} = \frac{600 \cdot 30}{0,85 \cdot 230 \cdot 2 \cdot 4,43} = 10,3 \text{ kg}.$$

Подсчитаем диаметр ($2r_0$) тормазной трубки, необходимый, чтобы удержать трубку от вращения и груз от падения, и предположим, что коэфф-т трения на поверхности трубки $f = 0,08$, а коэфф-т пол. действия блока при опускании груза $\eta' = 0,90$, тогда мы должны будем написать условие

$$\eta' \cdot \frac{Q}{2} \cdot r \approx 2(Q + G) \cdot f \cdot r_0 \cdot \frac{4}{\pi} \cdot i,$$

откуда, вставляя числовые значения, находим

$$r_0 \leq \frac{0,90 \cdot 300 \cdot 30 \cdot 3,14}{2 \cdot 637 \cdot 0,08 \cdot 4,43 \cdot 4} \text{ или } 2 r_0 \geq 28,2 \text{ mm.}$$

В действительности в описываемом блоке, принимая во внимание непостоянство коэфф-та трения в механизме ворота, для большей надежности поставлена трубка диаметром $2 r_0 = 55 \text{ mm}$, т.е. приблизительно вдвое больше против вычисленного нами.

При опускании груза рабочий должен преодолеть тот излишек момента силы трения на поверхности трубки, который (в видах безопасности) там имеется, при чем груз будет помогать рабочему. Примем коэфф-т пол. действия тягового блока $\eta_3 = 0,95$, тогда мы можем написать

$$\eta_3 \cdot p' \cdot a + \eta' \cdot \frac{Q}{2} \cdot \frac{r}{i} = 2(Q + G) \cdot f \cdot r_0 \cdot \frac{4}{\pi},$$

откуда, вставляя опять числовые значения, найдем

$$p' = \frac{2 \cdot 637 \cdot 0,08 \cdot 27,5 \cdot \frac{4}{3,14} - 0,90 \cdot 300 \cdot \frac{30}{4,43}}{0,95 \cdot 230} \approx 7,9 \text{ kg.}$$

силу, с которою рабочий должен тянуть за цепь, чтобы отпустить груз.

Табл. 7, фиг. 19—22. Блок завода Больцани на 1 000 kg. с простой цилиндрической зубчатой передачей. Блок работает без нижнего подвижного блока и при под'еме груза представляет механизм совершенно тождественный с только что описанным. Внутри особой коробки, сидящей наглухо на первом валу блока рядом с шестерней зубчатой передачи, ходят две торцовые собачки, которые действием особых пружин (фиг. 21) упираются в зубцы храповика, нарезанные на лицевой поверхности конической шестерни (фиг. 22), свободно вращающейся на первом же валу блока. Шестерня-храповик находится в зацеплении с другой шестерней, свободно посаженной на втулке, которая надета на стержень верхнего подвешного крюка; эта вторая шестерня, в осевом направлении нагруженная весом $(Q + G)$ поднимаемого груза и блока с его цепями, представляет собою тормаз и именно тормаз пластинчатый, в котором трение возбуждается на двух поверхностях. При под'еме груза обе конические шестерни (тормаз и храповик) стоят неподвижно; ведущий первый вал блока и коробка с собачками вращаются в сторону, соответствующую под'ему груза, а собачки свободно проходят и щелкают по зубцам храповика. Если рабочий отпустит тяговую цепь, то весь механизм блока будет стремиться вращаться в обратную сторону, собачки при этом упрутся в ближайший зубец храповика и будут увлекать шестерню-храповик за собою, но последний будет удерживаться от вращения шестерней-тормазом—если тормаз правильно рассчитан—и потому весь механизм остановится и груз не упадет. Чтобы опустить груз, рабочий должен, как и в предыдущем блоке, вращать первый вал блока в обратном направлении и при этом помогать опускающемуся грузу преодолевать трение на трущихся поверхностях тормазы. Расчет тормазы не представит никаких затруднений.

Табл. 7, фиг. 4—7. Блоки завода *Losenhausen* в Дюссельдорфе, снабженные тормазом Вестона (описание действия тормазы см. стр. 126). Блоки этого типа, подобно описанным выше блокам с цилиндрическими зубчатыми передачами Кона и Больцани, отличаются высоким коэф-том пол. действия, но также строятся лишь для небольших грузов—примерно до 2 tn.

Тормаз Вестона действует в обе стороны, поэтому в этих блоках поднимаемый груз может быть привешен к любому концу грузовой цепи (снабженной для этой цели двумя крюками); таким путем производительность блока значительно увеличивается, так как отпадает необходимость отпускать после каждого под'ема пустой крюк, а является возможность работать поочередно то одним, то другим крюком—каждый раз тем, который в данный момент находится ближе к рабочему.

Табл. 8 и 8а. Два блока завода *Yale & Towne Co* в Нью-Йорке на 2 000 англ. фунт. (907,18 kg) каждый. В первом блоке (табл. 8) груз висит на двух грузовых цепях, огибающих две звездочки, а во втором (табл. 8а)—груз висит на одной цепи: в первом случае имеется червячная передача с самотормажением ($\alpha = 7^\circ 40'$), а во втором—парная сложная цилиндрическая (планетная) зубчатая передача и безопасная рукоятка типа Больцани (см. табл. 9).

В блоке на табл. 8а приводится во вращение вал (6) с нарезанной на его конце шестеренкой о 12 зубцах ($z_1 = 12$); левая щека (2) обоймы блока в то же время является неподвижно стоящим зубчатым колесом о 42 зубцах ($Z_2 = 42$), по которому перекатываются две одинаковые двойные шестерни (4) о 29 и 11 зубцах ($Z_1 = 29$, $z_2 = 12$), вольно сидящие на своих осях (5); оси эти закреплены в коробке (3), накрепко соединенной с пустотелым валом звездочки (7), и имеют вращение вокруг вала рукоятки. Таким образом каждая двойная шестерня (4) вращается вольно на оси (5) и при этом эта ось сама в пространстве перемещается—при $n_{рук.}$ оборотах вала рукоятки по часовой стрелке звездочка, соединенная в одно целое с осями (5), должна будет сделать (тоже по часовой стрелке) $n_{зв.}$ оборотов. Чтобы определить зависимость между $n_{рук.}$ и $n_{зв.}$, т.-е. чтобы иметь право применить обычное соотношение между числами оборотов крайних осей передачи и числами зубцов всех колес, остановим мысленно звездочку и соединенные с ней оси (5). Для этого придадим всей системе (валу рукоятки, звездочке с осями (5) и левой щеке (2) обоймы) вращение, равное, но противоположное вращению звездочки, тогда звездочка станет и мы будем иметь обычную зубчатую передачу от вала рукоятки ($n_{рук.}$ — $n_{зв.}$ оборотов) к щеке блока, вращающейся в полученном новом, воображаемом, движении ($n_{зв.}$ оборотов), для которой на основании общих правил можно написать

$$\frac{n_{рук.} - n_{зв.}}{n_{зв.}} = \frac{Z_1 \cdot Z_2}{z_1 \cdot z_2},$$

откуда находим передаточное число блока

$$\frac{n_{рук.}}{n_{зв.}} = i = \frac{Z_1 \cdot Z_2}{z_1 \cdot z_2} + 1.$$

Для рассматриваемого примера получаем

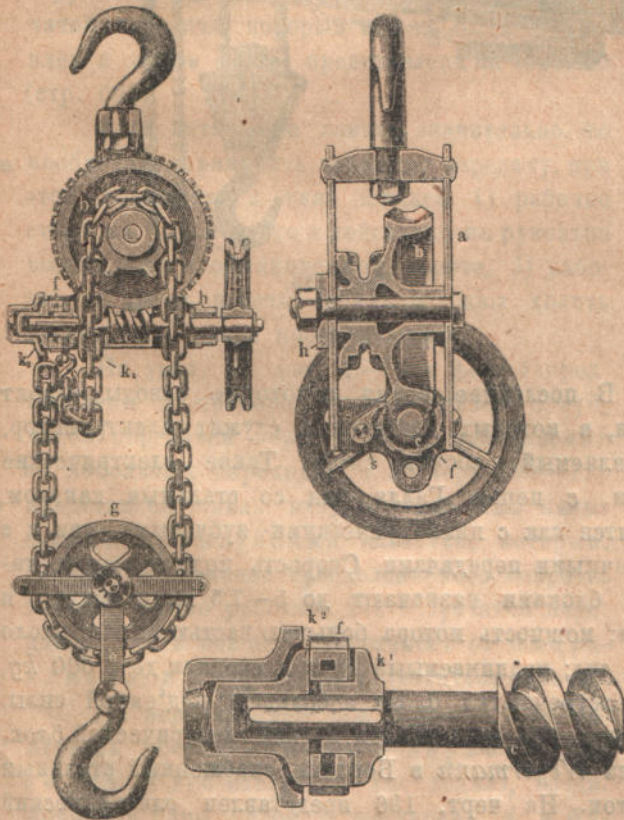
$$i = \frac{29 \cdot 42}{12 \cdot 11} + 1 \approx 10,23.$$

Блоки с зубчатой передачей, подобной описанной—с перемещающимися в пространстве осями колес, очень распространены в Северной Америке; в Европе, наоборот, более применяются блоки с червячными передачами.

Блоки с червячной передачей обыкновенно строятся подъемною силою до 20 000 kg.; при этом для блоков до 7—8 тонн применяют сварную калиброванную цепь, а для больших грузов—цепь Галля. Червячная передача в этих блоках почти всегда строится с большим углом нарезки, т.-е. *несамотормажаящая*; в виду этого необходим тормаз, и обычно в этих случаях применяются тормазы автоматические, нажимаемые действием поднимаемого груза, неразмыкающиеся при опускании груза. Некоторые конструкции этих тормазов и их действие были описаны уже выше (стр. 123—124), внешнею же форму такого блока и укрепление в нем тормазы можно видеть на черт. 193 и 194. Так как при опускании груза эти тормазы не размыкаются и, следовательно, рабочий принужден преодолевать сопротивление тормазы, то следует избегать ставить слишком сильный тормаз, так как в противном случае на опускание груза надо будет затрачивать слишком много энергии. Обыкновенно принято так назначать размеры тормазы, чтобы при опускании груза усилие рабочего (за тяговую цепь) не превосходило 5—8 kg.

Необходимость вращать механизм, а вместе с ним и замкнутый тормаз червячного блока в обратную сторону, чтобы опустить пустой крюк (после того как поднятый груз с него будет снят), с целью привесить к нему новый груз для следующего под'ема, является недостатком блока, так как на опускание пустого крюка приходится тратить много энергии и времени. Указанный недостаток легко может быть устранен: нужно разомкнуть тормаз—тогда рабочий, потянув за грузовую цепь, заставит вращаться червячное колесо и червяк в сторону, соответствующую опусканию груза, или же нужно расцепить самую червячную передачу—тогда будет вращаться только червячное колесо, а червяк, удерживаемый тормазом, останется неподвижным.

Размыкание тормоза легко произвести, если, например, в тормазе Беккера, описанном на стр. 123, вал *a* продолжить влево и выпустить сквозь втулку *b*, чтобы конец его упирался в конец винта *d*, а на последний, вместо имеющейся на нем гайки, накрепко насадить рычаг с тяговой цепочкой на конце. Потянув за эту цепочку, рабочий несколько повернет винт *d*, ввернет его в тело обоймы *c* и таким обра-



Черт. 193.

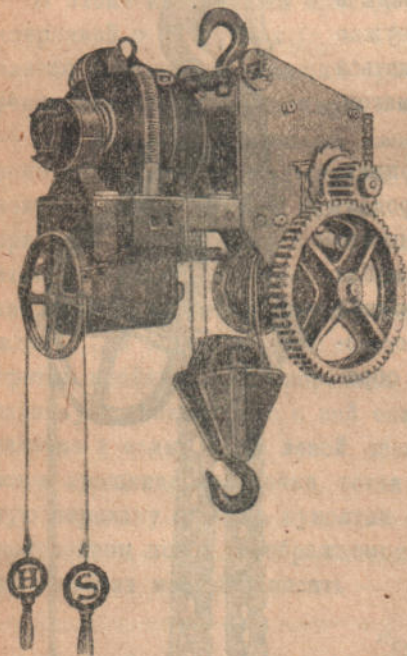


Черт. 194.

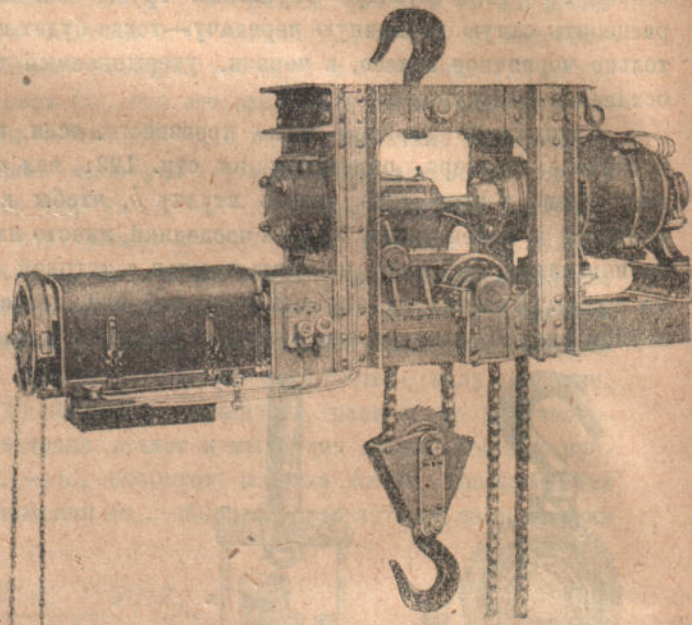
зом заставит его продвинуться вправо; при этом винт нажмет на конец вала *a*, также продвинет его немного вправо, и таким образом ослабит давление на поверхности конусов тормоза.

Размыкание червячной передачи также практикуется и производится двояким образом. В одном случае червячное колесо поκειται в особой раме, которая (если груз не висит на блоке) может быть приподнята кверху настолько, что червячное колесо совсем выйдет из зацепления с червяком и, следовательно, получит возможность вращаться независимо от последнего; чтобы при этом подвижной блок не мог

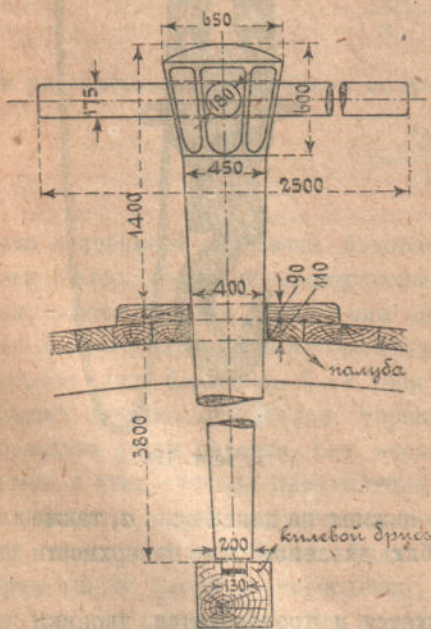
упасть слишком быстро, червячное колесо в своем верхнем положении несколько прижимается к второму добавочному тормазу. Во втором случае, наоборот, из зацепления выводится червяк, который для этой цели получает опору в особой подвижной раме и может быть (тоже только в том случае, если блок не нагружен) выдвинут из зацепления, благодаря чему червячное колесо освобождается и легко может быть повернуто тягою за грузовую цепь независимо от червяка.



Черт. 195. Ручка *H* (*Heben*)—для под'ема, а—*S* (*Senken*)—для опускания груза.



Черт. 196.



Черт. 197.

В последнее время некоторые заводы строят блоки, в которых двигателем служит электромотор, управляемый рабочим снизу. Такие электрические блоки, с цепью Галля или со стальным канатом, строятся как с цилиндрическими зубчатыми, так и с червячными передачами. Скорость под'ема груза такими блоками назначают до 5—7,5 *mt* в минуту и более; мощность мотора большею частью бывает около 2—5 сил; поднимаемый груз в среднем до 5 000 *kg*, хотя встречаются блоки и большей под'емной силы. На черт. 195 представлен легкий электрический блок, завода *Weyermann* в Берлине, снабженный стальным канатом. На черт. 196 представлен электрический блок более тяжелой конструкции, завода Больдани, снабженный цепью Галля.

41. Ворота с вертикальным барабаном, также шпиль, кабестаны (*Spill* или *Gangspill*; *Capbestan*; *Capstan*), преимущественно строятся с фрикционным барабаном и применяются на судах для под'ема якорей, на станциях железных дорог для перемещения вагонов, в портах—на набережных и в доках, для подтягивания к берегу судов, и во многих других случаях, когда является потребность принять на ворот большую длину гибкого элемента, т.е. канат или цепь, при чем элемент этот пере-

мещается в горизонтальной плоскости на большой угол и потому не может быть принят на горизонтальный барабан. Иногда ворот снабжают двумя барабанами, из которых один — горизонтальный, а другой — вертикальный; пример такого ворота имеется на табл. 12, фиг. 19—20. Сматывающиеся с барабана цепь или канат обыкновенно складываются тут же у ворота, а на судах для хранения канатов и цепей под палубой устраиваются специальные помещения. В настоящее время шпиль строятся ручные, паровые и электрические.

На черт. 197 представлен тип наиболее простого ручного шпиля, как он во множестве применяется в России на баржах: толстое бревно поставлено вертикально тонким концом книзу и помощью воткнутой в верхний его конец горизонтальной ваги приводится во вращение усилиями 2 или 4 рабочих. Высовывающаяся над палубой баржи часть этого бревна исполняет роль фрикционного барабана и на него наматывают витки каната.

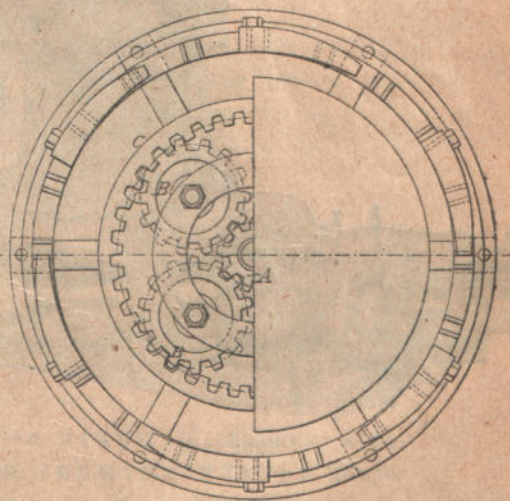
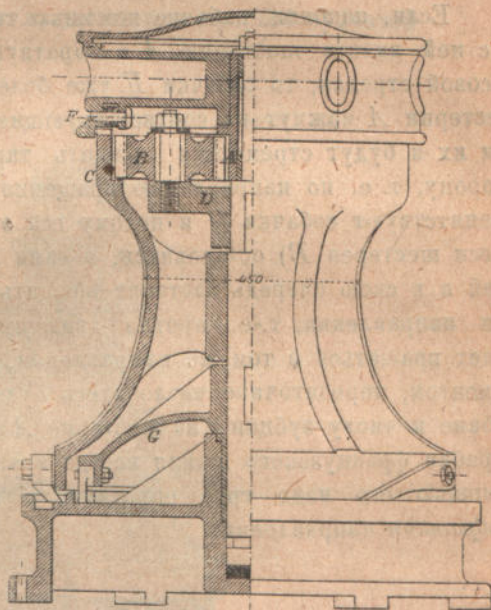
Несколько усовершенствованная конструкция подобного простого шпиля, без зубчатой передачи, который может быть поставлен в любом месте, представлена на черт. 80 (стр. 69).

Если натяжение каната значительно, то необходимо применить зубчатую передачу; при этом возможны 2 типа шпилей: 1) рабочие стоят на одном месте и действуют на рукоятки шпиля, как в обыкновенном ворота, 2) рабочие во время работы шпиля должны ходить вокруг него, как в простом шпилье.

На табл. 15, фиг. 1—3 и фиг. 4 представлены 2 примера ручных шпилей с зубчатой передачей первого типа, применяемые на небольших пароходах, а на черт. 198—199 представлен шпиль второго типа, так называемый французский кабестан, которым, смотря по величине преодолеваемого сопротивления, можно работать как с зубчатой передачей, так и без нее, что зависит от направления, в котором будут двигаться рабочие.

На вертикальной оси французского кабестана посажены: *вольно* — верхняя розетка (в ней отверстия для водил), соединенная в одно целое с шестерней *A*, и барабан *C*; *наглухо* — тарелка *D* (в ней укреплены оси, на которых *вольно* вращаются шестерни *B*) и колокол *G*. Основная плата кабестана снабжена двумя круговыми храповыми дорожками, в которых работают направленные в одну сторону собачки, укрепленные в нижней части барабана *C* и колокола *G*; третья такая же храповая дорожка имеется в верхней части барабана и по ней ходят собачки *F*, укрепленные в верхней розетке, при чем последние собачки действуют в сторону обратную первым.

Если рабочие помощью водил будут вращать розетку в сторону, обратную направлению часовой стрелки (см. черт. 199), то собачки *F* упрутся в зубья храповика

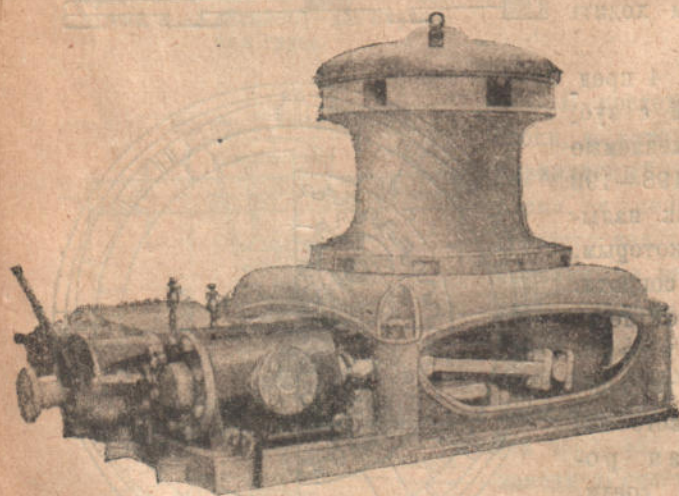


Черт. 198—199.

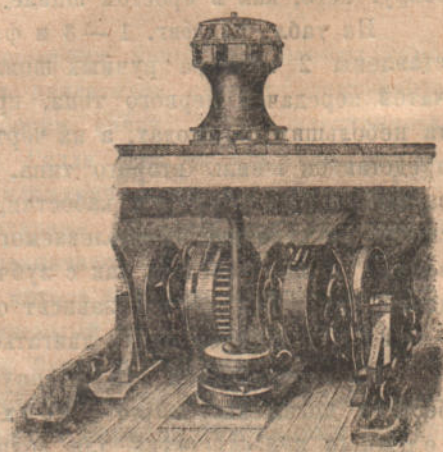
на барабане и приведут его во вращение в том же направлении, т.е. против часовой стрелки. При этом шпиль работает как простой без зубчатой передачи, т. к. шестерни *B*, увлекаемые барабаном *C* и шестерней *A*, сами *вокруг своей оси вращаться не будут*, но заставят вращаться (против часовой стрелки) тарелку *D*, ось кабестана и колокол *G*; собачки *C* и *G* при этом не будут препятствовать этому вращению и будут свободно щелкать по зубьям храповых дорожек в основании шпиля.

Если рабочие прекратят нажимать на водила, то собачки *C* упрутся в зубцы нижнего храповика и не позволят барабану повернуться назад (по часовой стрелке), поэтому груз (якорь) останется на весу.

Если, наконец, рабочие помощью тех же водил будут вращать верхнюю резетку и с ней вместе шестерню *A* в обратную сторону, т.е. по направлению вращения часовой стрелки, то собачки *F* уже более работать не будут, а вместо этого зубцы шестерни *A* нажмут на соответствующие зубцы шестерен *B*, а следовательно и на оси их и будут стремиться вращать тарелку *D*, ось шпиля и колокол *G* в ту же сторону, т.е. по направлению вращения часовой стрелки. Такому вращению, однако, препятствуют собачки *G* и потому вся эта система (колокол *G*, ось шпиля, тарелка *D* и оси шестерен *B*) остановится, а сами шестерни *B* начнут вращаться вокруг своих осей и в свою очередь заставят вращаться также и барабан *C* и притом опять в прежнем направлении, т.е. против движения часовой стрелки. Таким образом барабан будет вращаться в том же направлении, что и в первом случае, но уже с большим моментом; передаточное число здесь будет равно отношению числа зубцов *Z* на барабане к числу зубцов *z* на шестерне *A* ($i = Z:z$) и обыкновенно берется от 3 до 4,5. Барабан французского шпиля всегда вращается в одну определенную сторону и если помощью его надо груз опустить, то необходимо положить канат на барабане в *обратном* направлении.



Черт. 200.

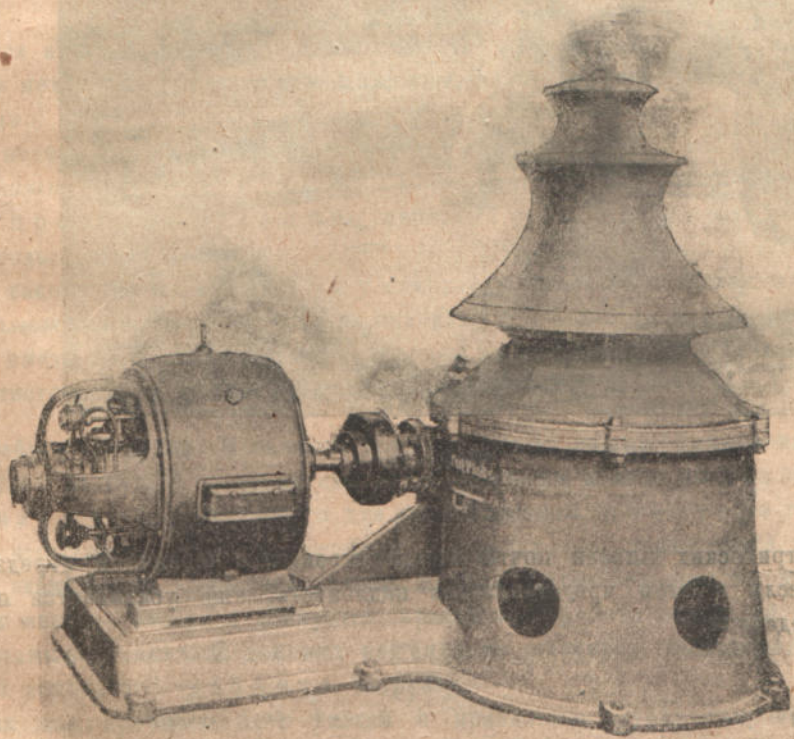


Черт. 201.

Паровые якорные шпилы для судов строятся двух типов—в одном случае (черт. 200) паровая машина поставлена на одном общем основании со шпилем (иногда она подвешена под палубой), а в другом—она стоит совсем отдельно и соединена с валом шпиля рядом зубчатых передач. Первая конструкция чаще применяется для сравнительно небольших судов, а вторая для больших. Для якорных шпилей на больших судах часто вместо барабана ставят звездочку и нередко на шпильевом валу ставят вместе обе эти детали—барабан на верхней палубе, на конце вала, а звездочку на середине вала над второй нижней палубой (черт. 201). На этом же черт. 201 рядом с вертикальным шпилем показан еще второй, также якорный ворот, но с горизон-

талым барабаном и звездочками; замена шпиля воротом для под'ема якорей встречается весьма часто и такие ворота специального назначения с горизонтальным валом барабана или звездочки также принято называть шпилями.

В верхней розетке паровых шпилей, на черт. 200 и 201, имеются отверстия для воды; подобное устройство обыкновенно имеется у всех паровых судовых шпилей чтобы в случае какой-либо неисправности в механизме паровой машины иметь возможность привести шпиль в движение усилием людей. Паровая машина обыкновенно строится с прямым и обратным ходом и сцепляется с валом шпиля простой зубчатой а чаще червячной передачей.

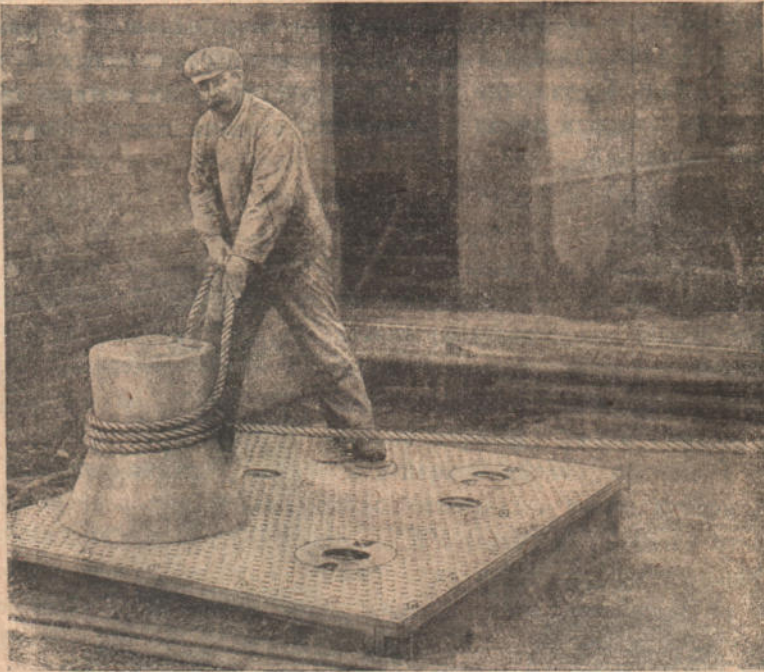


Черт. 202.

Электрические шпили также строятся двух типов—с открыто стоящим мотором, как представлено на черт. 202, или же с мотором, скрытым внутри непрозрачного для воды основания шпиля, как изображено на черт. 203, а также на табл. 15, фиг. 5—7.

Скорость наматывания гибкого тела на шпиль обыкновенно назначается в пределах от 0,20 до 1,2 *mt* в секунду, при чем сила тяги по канату колеблется от 250 до 10 000 *kg*, смотря по цели, для которой шпиль предназначается. На станциях железных дорог для передвижения вагонов за границу в большом ходу электрические шпили, развивающие в среднем 1 000—1 500 *kg*, а при сухом доке в Киле, напр., имеются электрические шпили завода *Nagel und Kämp* в Гамбурге, развивающие силу тяги по канату до 10 000 *kg*, при скорости каната около 0,2 *mt/сек*. Так как при надобности канат легко может быть сброшен с барабана и опять на него накинута

в обратном направлении, то двигатели электрических шпиль большею частью не строят для обратного хода; управление двигателем производится помощью особой рукоятки или же помощью педали, которую рабочий нажимает ногой (черт. 203).



Черт. 203.

Механизм электрических шпиль почти всегда строится с червячной передачей, которая затем, если в этом представляется надобность, еще усиливается простыми зубчатыми передачами.

ПРИЛОЖЕНИЯ.

I. Некоторые указания об осмотре и испытании грузоподъемных машин.

Имея в виду последствия, какие может повлечь за собою поломка какой-нибудь детали в механизме грузоподъемной машины, или неправильное его функционирование, необходимо:

1) подвергнуть подробному осмотру и испытанию пробной нагрузкой *каждую новую машину*, а также и машину, *уже ранее бывшую в употреблении*, после каждого продолжительного перерыва ее работы, и только после этого начинать пользоваться машиною;

2) такому же повторному осмотру и испытанию подвергать *через известные промежутки времени* каждую находящуюся в работе машину;

3) иметь постоянное наблюдение за правильным функционированием наиболее ответственных деталей подъемного механизма.

Пробная нагрузка. Испытание грузоподъемных машин обыкновенно производится пробной нагрузкой, которая смотря по условиям должна быть на 25—50% больше и а и больше го, допускаемого для данной машины, рабочего груза. Иногда машину испытывают даже на *двойную* нагрузку, но такая проба вообще слишком велика, значительно удорожает машину и применяется большею частию лишь для небольших машин—блоков и домкратов; правильная работа ловителей и других предохранительных механизмов домовых подъемников, наоборот, обыкновенно испытывают лишь на наибольшую рабочую нагрузку.

Так как прочность всех частей и правильное функционирование механизмов «новой» машины лежит на ответственности строителя или продавца, то заказчику или покупателю машины надлежит, в видах ограждения своих интересов, возможно точно и подробно оговорить в условиях заказа машины те требования, которым машина должна удовлетворять.

Сроки повторных испытаний. Относительно промежутка времени, после которого данную машину необходимо подвергнуть повторному осмотру и испытанию, нельзя дать каких-либо общих указаний, так как здесь очень большое значение имеют условия работы машины. Так, напр., в одном известном нам случае цепь литейного крана ($\delta = 19\text{ мм}$) после более чем 15-летней непрерывной работы оказалась сравнительно мало изношенной, а цепи буровых машин при рытье артезианских колодцев часто уже после 4—5 месяцев работы приходят в полную негодность¹⁾.

¹⁾ См. также подстрочное примечание на стр. 67.

Сроки испытаний шахтных и домовых подъемников почти во всех странах назначаются специальными, имеющимися на этот предмет узаконениями или обязательными постановлениями, для прочих же грузоподъемных машин таких обязательных сроков не имеется. Как некоторая средняя норма, которой можно придерживаться, могут служить сроки, обычно принимаемые в Германии:

а) если машина много находится в работе и часто поднимает наибольший для нее рабочий груз (тяжелые условия работы), то повторное испытание машины и подробный осмотр машины во всех ее частях производится *ежегодно*;

б) если машина мало находится в работе и редко поднимает наибольший рабочий груз (легкие условия работы), то повторные осмотр и испытание рекомендуется производить через каждые 1—2 года;

в) вспомогательные канаты и цепи, служащие для подвешивания к крюку поднимаемых предметов, необходимо самым тщательным образом осматривать и испытывать каждый год;

г) сварные цепи рекомендуется периодически отжигать, дабы материал их не мог принять кристаллического строения. В легких условиях работы машины такое отжигание нужно производить через каждые 2—3 года; при тяжелых условиях работы — через каждые 1—2 года, а все вспомогательные цепи, часто подвергаемые всевозможным вредным воздействиям (толчки, крутые перегибы на углах поднимаемых предметов, бросание на пол и пр.) необходимо отжигать каждый год. Отжигание цепи надо производить при темно-красном калении, и затем нужно дать цепи медленно остыть (ее для этого часто засыпают золой), чтобы она при быстром охлаждении не могла закалиться.

Осмотр отдельных частей машины. Общий осмотр механизма грузоподъемной машины не отличается от тех периодических осмотров, которым обыкновенно подвергается, по истечении известного времени, каждая машина, поэтому в нижеследующем будут даны указания об осмотре и испытании лишь тех специальных элементов грузоподъемных машин, которые непосредственно нагружаются действием веса поднимаемых предметов и поломка которых, в виду этого, наиболее опасна как для целостности самой машины, так особенно и для жизни работающих на ней или пользующихся ею людей. При этом, раньше чем приступить к осмотру и испытанию машины, необходимо всю ее, во всех ее частях, тщательно протереть или промыть керосином и снять с нее всю приставшую к ней грязь.

а) *Крюк.* Все крюки машины, как грузовой, так и служащие для закрепления неподвижного конца грузовых каната или цепи, надо тщательно осмотреть, не заметно ли на внутренней поверхности зева крюка каких-либо пороков — пленок или волосных трещин; при малейшем сомнении в доброкачественности материала крюка рекомендуется заменить крюк другим. Если крюк не трудно снять с машины (вынуть из обоймы блока), то полезно периодически отжигать крюк при темно-красном калении и затем давать ему медленно охладиться.

б) *Цепь Галля.* При осмотре *каждого* звена цепи Галля необходимо обратить внимание, нет ли в пластинках или болтиках цепи каких-либо внешних пороков, хорошо ли пластинки вращаются на своих болтиках и не слишком ли цепь сработалась и удлинилась. Все негодные части надо заменить новыми. Если цепь слишком вытянулась и шаг ее уже не соответствует шагу цепного блока, то ее всю надо заменить новой. После осмотра всю цепь надо хорошо промазать смесью масла и графита.

в) *Сварная цепь.* При осмотре *каждого* звена сварной цепи нужно обратить внимание, нет ли в них на местах сварки каких-либо внешних пороков (волосные трещины, непровар или пережог, пленки), не слишком ли звенья стерлись одно о дру-

гое и не слишком ли цепь удлинилась. Если при осмотре некоторые отдельные звенья окажутся негодными, то или надо вырезать из цепи эти звенья и на их место вставить новые (т.е. *сварить* целые звенья или *вставить* соединительные разъемные звенья), или же надо всю цепь заменить новой. Последнее особенно рекомендуется для цепей *калиброванных*, так как очень трудно вставить или сварить новое звено, в точности соответствующее по своей длине всем остальным звеньям цепи. Если по экономическим соображениям необходимо оставить всю цепь и сменить в ней лишь негодные звенья, то эту работу необходимо сделать особенно тщательно, чтобы эти новые звенья были той же *длины* и той же *прочности*, как и все остальные звенья цепи. В простой некалиброванной цепи длина звена не имеет особенного значения, но если будут найдены звенья сравнительно сильно вытянувшиеся (более слабые), то их также лучше заменить новыми.

После осмотра цепь надо хорошо смазать и следить при этом, чтобы смазка проникала в места соприкосновения каждых двух соседних звеньев, так как в этих именно местах происходит наиболее сильное истирание звеньев цепи.

г) *Пеньковый канат*. Периодическому осмотру нужно подвергать не только канаты, находящиеся в работе, но обязательно также и каждый канат, не бывший долгое время в работе, перед тем как вновь пустить его в дело, хотя бы и было известно, что этот канат в момент прекращения работы был вполне годен. Особенно внимательно нужно просмотреть те места, где замечается некоторое ослабление прядей, а затем также нижний рабочий конец каната; в этом месте канат, благодаря динамическому воздействию нагрузки, портится быстрее, чем в остальной своей части, поэтому иногда при каждом последующем очередном осмотре каната от него в нижней его части отрезают по определенному куску—если, конечно, при покупке каната это обстоятельство имело в виду и канат был куплен с запасом.

Частичную замену пенькового *грузового* каната, пришедшего в негодность в отдельных местах, не следует делать; если на канате окажется хотя бы и очень немного мест с пороками, то канат немедленно же *весь* нужно заменить новым и только тяговые канаты можно менять *по частям*, вставляя в канат новые куски.

Канаты, работающие в сырых помещениях или подвергающиеся действию паров кислот, необходимо осматривать чаще; такие канаты перед постановкою их на место (если они куплены не смолеными) нужно проташить сквозь раствор мыла (на 1 литр воды 100 г мыла), высушить, и затем пропитать горячей древесной смолой.

Хранить канаты нужно в сухих, хорошо проветриваемых помещениях.

д) *Проволочный канат*. Изнашивание проволочного каната в нормальных условиях обыкновенно начинается с поверхности, поэтому большею частью уже на основании внешнего осмотра можно судить, насколько канат еще пригоден для дальнейшей работы. При осмотре каната необходимо выяснить, не сдвинулись, не раскрутились, или не ослабли ли пряди каната; нет ли на поверхности каната каких-либо пороков и имеются ли (и сколько их) лопнувшие проволоки.

Лопнувшие проволоки каната легко обнаружить, если канат снять с блока и круто его перегнуть, — лопнувшие концы проволок при этом разойдутся и концы их будут торчать по касательной наружу. Вместо этого можно, оставляя канат на барабане, прижать к нему и осторожно передвигать по его поверхности (даже на ходу) в ту и другую сторону деревянную палочку¹⁾.

Необходимо особенно тщательно осмотреть нижний конец грузового каната, а также и места закрепления каната—хорошо ли они исполнены и нет ли в них сдвига

¹⁾ Эту операцию ни в коем случае не следует производить непосредственно рукой (вместо палочки), так как при этом очень легко можно опасно поранить себе руку.

или неравномерной вытяжки отдельных прядей или проволок. В нижней своей части канат, благодаря динамическим воздействиям на него поднимаемого груза, быстрее приходит в негодность, поэтому нередко при каждом повторном осмотре каната у нижнего его конца отрезают по определенному куску (см. стр. 64).

Сращивание проволочных канатов очень трудная и ответственная работа; поэтому к частичной замене старого проволочного каната никогда прибегать не следует.

Допускается, пока найденный порок еще не вызывает опасений, продолжать работать на данном канате, но при условии постоянного наблюдения за канатом и при осторожном пользовании им, а затем уже необходимо сменить весь канат.

Чтобы канат не ржавел и меньше изнашивался, его следует периодически, через каждые 3—6 недель, смазывать специальной канатной мазью (хорошо проваренная смесь из 60% каменноугольной смолы, 20% льняного масла и 20% сала с небольшой примесью мелко протертого графита или из 50% льняного масла, и 50% сала с небольшой примесью мелко протертого графита и небольшого количества канифоли), которая наносится на канат помощью щетки или кисти на ходу, или иногда при помощи специального смазывающего прибора.

е) *Звездочка и зубчатые блоки.* Необходимо посмотреть, плотно ли эти детали сидят на шпонке, а если они сидят *вольно*, то насколько у них выработалась втулка или стерлась ось, а затем нужно выяснить, насколько сработались края ячеек звездочки и зубцы у зубчатого блока и хорошо ли на них ложится цепь, т.-е. не срывается ли она или, наоборот, не застревает ли она в ячейках или между зубцами.

ж) *Направляющие блоки* для канатов и цепей должны легко ходить на своих осях; необходимо удостовериться, насколько эти оси или втулки блоков сработались и достаточна ли смазка, не косит ли блок и не задевает ли он своими ребрами за канат или цепь, не выкрошились ли эти реборды (при этом сильно страдает канат), нет ли в них, а также и в спицах блока, трещин; последнее обстоятельство весьма важно, если канат или цепь значительно отклоняются из средней плоскости блока.

з) *Храповик* должен плотно сидеть на валу и не качаться на своей шпонке, а собачка—легко вращаться на своей оси. При осмотре необходимо осмотреть, насколько сбилась конец собачки, а также проверить все зубцы, насколько они сработались и незаметно ли в них у оснований зубцов волосных трещин (от ударов собачки о зубец).

и) *Тормаз*, как наиболее ответственная деталь подъемного механизма, должен находиться под постоянным наблюдением лица, которому поручен уход за машиной.

Каждый день, перед началом работы, машинист обязан осмотреть тормаз, смазать все трущиеся части его и убедиться в правильном его функционировании.

При осмотре тормазы нужно убедиться, плотно ли он сидит на валу, и не качается ли он на своей шпонке, а если он сидит *вольно*, то не слишком ли у него выработалась втулка, в каком состоянии находятся рабочие поверхности тормазы и тормазного тела, имеется ли смазка и доходит ли она до своего назначения (не засорилось ли отверстие для масла), не слишком ли износилось тормозящее тело (колodka, лента) и прочно ли оно прикреплено к тормазному рычагу. Все автоматические тормазы необходимо хорошо смазывать и время от времени промывать керосином, в видах удаления с рабочих поверхностей могущих попасть на них посторонних тел.

Осмотр и испытание простых грузоподъемных машин. После того как вся машина основательно вычищена и с помощью керосина освобождена от приставшей к ней грязи, производится внимательный осмотр всех ее деталей и затем испытание машины пробной нагрузкой. Наибольшая рабочая нагрузка для данной машины должна

быть помечена на самой машине на видном месте; на английских машинах часто помечают не *рабочую*, а *пробную* нагрузку—в таких случаях на машине имеется надпись *Tested with ? tons*, т. е. „Испытан на ? тонн“. Нагрузка таких машин в работе не должна превышать 80% груза, обозначенного на машине как пробный. Кроме общих указаний, данных выше относительно осмотра отдельных деталей, при осмотре машины во всей ее совокупности, смотря по роду машины, имеются еще специальные требования и условия, на которые необходимо обращать внимание.

а) *Полиспасты*. При осмотре полиспастов нужно посмотреть, насколько стерлись оси блокочков, не согнулись ли они от нагрузки и нет ли на них трещин. Блочки не должны сидеть на оси слишком свободно и не должны тереться бортами друг о друга, или о разделяющие их пластинки и обоймицы полиспаста; борта блокочков должны быть целые (не выкрошившиеся); канат или цепь должны огибать все блокочки *не перекручиваясь*. Последнее требование особенно существенно для цепных полиспастов или блоков, так как перекрученная цепь неровно ложится в дорожку блокочков, легко может соскочить с блока и быть причиной резких толчков, опасных для прочности цепи и всего механизма *).

Когда полиспаст осмотрен и все замеченные в нем недостатки устранены, приступают к его испытанию *пробной* нагрузкой. Пробную нагрузку подвешивают к полиспасту и несколько раз осторожно приподнимают и опять опускают; в общем полиспаст должен находиться под нагрузкой в течение не менее получаса. Пока полиспаст нагружен, наблюдают удлинение каната или цепи; если при этом в этих элементах будут замечены значительные деформации, то, смотря по полученному результату, или заменяют отдельные звенья цепи, или же бракуют весь канат или всю цепь.

б) *Блоки Вестона* свидетельствуются и испытываются подобно полиспастам и, кроме того, необходимо проверить, хорошо ли ложится цепь в ячейках двойной звездочки. Если ячейки сильно сработались, то такая звездочка безусловно не пригодна для работы, так как даже новая цепь всегда будет с нее срываться. В блоках, снабженных тяговым колесом, необходимо удостовериться, прочно ли оно сидит на валу, в противном случае нужно его прочно закрепить.

Если на блоке Вестона нужно сменить цепь, то при заготовке новой цепи ее перед сваркой нужно один раз перекрутить, тогда при наложении ее на блок она должна будет опять раскрутиться в обратную сторону и потому будет лежать правильно.

в) *Ворота-блоки* свидетельствуются и испытываются подобно блокам Вестона, но, кроме того, необходимо, тщательно осмотреть тормаз; если тормаз скомбинирован с храповиком, то необходимо удостовериться, действительно ли он является *замкнутым*; если этого нет и он груза не держит, то надо тормаз исправить. Червячную и зубчатые передачи надо осмотреть и если какая-нибудь деталь передачи сильно сработалась, то ее необходимо заменить новой, при чем нередко приходится сменить также и другую, парную ей деталь.

г) *Домкраты*. В домкратах с зубчатой рейкой при осмотре необходимо обращать внимание на степень износа зубцов в колесах передачи и на рейке и на закрепление в раме домкрата оси для собачки; также нужно внимательно осмотреть нижнюю боковую ножку у рейки домкрата, не отогнулась ли она и нет ли у основания ее волосных трещин. Далее нужно осмотреть, в каком состоянии находится рукоятка домкрата—нередко рукоятки строятся слишком слабыми, гнутся, ломаются и портят

*) Поверку правильного расположения цепи на блоках необходимо производить и в „новых“ полиспастах и блоках, так как во время уяковки и пересылки полиспаста цепь могла перекрутиться.

квадрат на валу и потому во время работы срываются. Домкраты обыкновенно испытываются на пробный груз, в два раза превышающий наибольшую рабочую нагрузку, а иногда на такой груз, который соответствует усилию рабочего на рукоятке p —от 40 до 50 *kg*.

В винтовых домкратах необходимо смотреть, насколько сработалась нарезка опорной гайки подъемного винта и, если износ сильный, немедленно же сменить, так как в противном случае легко возможен срез нарезки гайки.

В гидравлических домкратах необходимо почаще удостоверяться, не засорились ли каналы для выпуска воды из под поршня домкрата (при опускании груза) и плотно ли запирает воду нагнетательный клапан насоса домкрата.

д) *Ворота*. При осмотре ворота нужно убедиться, правильно ли на барабан или звездочку набегают канат или цепь, прочно ли эти детали на нем закреплены и достаточно ли длина барабана, соответственно требуемой высоте подъема груза. Если гибкое тело ложится на барабан в два слоя, то необходимо проверить, не подучается ли при переходе его с первого слоя на второй опасных перегибов каната или цепи, не трется ли второй слой о какие-нибудь выступающие части механизма ворота и не заметно ли на поверхности каната или цепи сильных перегибов или усиленного местного износа.

При осмотре передачи необходимо внимательно просмотреть все зубцы передач, рукоятки, храповик с собачкой и тормаз. Рукоятки должны прочно сидеть на валах; если они будут переноситься с одного вала на другой, то на концах валов желательно иметь приспособления, чтобы ручка сама, на быстром ходу (при опускании груза) не могла сорваться с вала. Где только возможно—всегда следует ставить рукоятки „безопасные“.

Ванну червячной передачи и коробку, в которой заключается тормаз „типа Беккера“ необходимо время от времени основательно чистить и удалять из них все могущие в них оказаться посторонние тела.

При осмотре двигателей (паровых и электрических) необходимо руководствоваться обычными требованиями, которым эти двигатели должны удовлетворять. Если на воротах имеется специальное предохранительное приспособление, автоматический останавливающее машину при наивысшем положении крюка (клетки подъемника), то необходимо непосредственной пробой удостовериться в правильном его функционировании.

Если при машине взамен крюка имеется электромагнит, то нужно проверить, хороша ли изоляция проводов, нет ли в проводах обрыва, хорошо ли действуют ловители при магните, если, конечно, таковые при нем имеются, и определить непосредственно из опытов, какова подъемная сила магнита для предметов различной формы (см. стр. 83).

Когда все детали ворота и весь он в совокупности осмотрен и все замеченные недостатки устранены, то ворот постепенно нагружают пробным грузом, несколько раз его осторожно приподнимают и опять опускают и затем оставляют висеть на воротах не менее получаса времени, наблюдая при этом работу тормазов и деформацию канатов, цепей и прочих деталей, выдерживающих на себе действие веса груза.

В электрических воротах нужно постоянно следить, чтобы в предохранителях не были вставлены слишком толстые проволоки или пластинки, и строго требовать, чтобы машинист включение двигателя производил медленно и чтобы, при переключении двигателя с прямого хода на обратный, он ручку переключателя доводил до нуля, ждал бы в этом положении, пока двигатель остановится, и только затем уже вновь включал бы двигатель в обратном направлении.

е) *Краны*. Подъемный механизм крана осматривается и испытывается во всем, как выше описано для ворот. Следует, кроме того, еще убедиться, насколько сильно

провисают канаты или цепи, не задевают ли они при этом и не истираются ли о какие-либо части крана, достаточно ли нагружен крюк и может ли он самостоятельно опуститься (будучи поднят без груза в самое высокое для него положение), если вращать ворот в сторону, соответствующую опусканию груза.

Движущие механизмы для тележки и самого крана испытываются как всякие механизмы; они не должны давать заметного перекашивания крана (мостового и на козлах) и тележки на нем.

Механизмы крана обыкновенно испытываются на ходу пробным грузом, на 25%, превышающим наибольшую рабочую нагрузку, а в состоянии покоя, вместе с фермой крана нередко грузом, на 50%, превышающим наибольшую рабочую нагрузку, причем нагруженная тележка ставится на $\frac{1}{2}$ часа в наиболее опасное для прочности фермы крана положение. Прогиб фермы крана при наибольшей рабочей нагрузке не должен быть больше $\frac{1}{1000}$ до $\frac{1}{600}$ пролета крана.

В вращающихся кранах во время пробы нужно особенно тщательно следить за верхней опорой крана.

В кранах на тележке необходимо проверить устойчивость всего крана при неподвижно висящем грузе, а в кранах с механическим двигателем затем, сверх того, еще и в момент резкого тормажения быстро опускающегося груза; если коэф-т устойчивости крана при неподвижном грузе близок к единице, то при таком резком тормажении кран легко может опрокинуться. Если кран на тележке снабжен опускающейся укосиной, то желательно на укосине иметь особый указатель того предельного груза, который, из соображений устойчивости всего крана, может быть поднят при данном положении укосины.

Все краны на путях железных дорог необходимо проверять, соответствуют ли они габариту дороги.

ж) *Подъемники*. Относительно условий эксплуатации шахтных подъемников во всех странах имеются специальные узаконения. Таким же образом за границей регулируется постройка, испытание и эксплуатация домовых подъемников; в России также для подъемников изданы специальные правила.

При осмотре и испытании домового пассажирского или товарного подъемника нужно обращать внимание на следующие общие требования безопасности:

1. Клетка подъемника должна легко ходить в своих направляющих, нигде не защемляясь, но и не качаясь из стороны в сторону.

2. На клетке подъемника должны иметься специальные ловители—приспособления, останавливающие клетку с грузом в любом месте пути ее, как только ослабнет или оборвется один из двух (или оба вместе) канатов, на которых висят клетка и контр-груз.

3. При двигателе подъемника должны иметься приспособления, автоматически останавливающие двигатель, если клетка на своем пути подойдет к самому верхнему или самому нижнему возможному для нее положению, если ослабнет или оборвется какой-либо из канатов, на которых висит клетка или контр-груз, и если будет кем-либо открыта одна из дверей, ведущих в шахту подъемника.

4. Входы в шахту подъемника в каждом этаже снабжены дверьми, у которых должны иметься особые затворы, чтобы каждую данную дверь можно было открыть лишь в том случае, если клетка подъемника стоит против этой именно двери, и чтобы можно было пустить клетку в ход лишь после того, как все двери в шахту подъемника будут плотно закрыты.

5. При двигателе должен иметься регулятор скорости, который не должен позволять клетке под'емника опускаться быстрее определенной, назначенной для данного под'емника скорости.

Правильное действие всех вышеуказанных механизмов должно быть проверено непосредственным испытанием, при чем испытание ловителей производится пробным грузом, который равен наибольшей рабочей нагрузке под'емника.

II. Таблица размеров стальных крюков.

(по эскизу черт. 89).

P tn	a mm	h mm	b ₁ mm	b ₂ mm
0,5	20	34	22	8
1	25	42	28	9
1,5	30	49	32	11
2	33	55	36	12
3	38	64	43	14
4	44	72	48	16
5	49	82	54	18
6	54	89	59	20
7	58	96	64	22
8	61	103	68	23
9	65	109	73	24
10	69	114	76	25
15	83	141	94	31
20	97	162	108	36

Таблица 2.

Канаты с двойной и тройной обмоткой проволок в прядях с пеньковыми сердечниками в прядях (гибине) для кранов и подъемников																
№ каната	Диаметр барабана или линка в миллиметрах	Диаметр каната в мм.	Толщина проволоки в миллиметрах	Состав каната		Используемый диаметр линка в миллиметрах	Диаметр каната в мм.	Толщина проволоки в миллиметрах	Разрывное сопротивление каната в килограммах при сгибании проволоки на 1 кв. мм.							
				Число проволок	Число пеньковых сердечников				Число проволок	Число пеньковых сердечников	80	100	120	140		
320	8	0,21	2050	108	7	250	2870	0,7	108	7	250	3280	4100	4920	5740	
321	9	0,23	2280	120	7	250	3190	0,7	120	7	250	3640	4560	5470	6380	
322	9	0,25	2390	126	8	250	3330	0,7	126	8	250	3830	4780	5740	6700	
323	10	0,27	2660	140	8	250	3720	0,7	140	8	250	4250	5320	6380	7440	
324	10	0,29	2730	144	7	250	3830	0,7	144	7	250	4370	5470	6560	7660	
325	11	0,33	3190	168	8	250	4460	0,7	168	8	250	5100	6380	7660	8930	
326	11	0,35	2730	180	7	250	4780	0,7	180	7	250	5470	6840	8200	9570	
327	12	0,40	3190	210	8	250	5580	0,7	210	8	250	6380	7980	9570	11170	
328	10,5	0,38	3760	198	7	250	4510	0,7	198	7	250	6010	7520	9020	10530	
329	11	0,42	4100	216	7	250	5260	0,7	216	7	250	6830	8200	9840	11490	
330	11,5	0,46	4380	231	8	250	5740	0,7	231	8	250	7020	8770	10530	12280	
331	12	0,52	4780	252	8	250	6140	0,7	252	8	250	7660	9570	11490	13400	
332	9	0,31	2410	108	7	300	4230	0,8	108	7	300	4820	5400	6480	7569	
333	10	0,35	2680	120	7	300	4700	0,8	120	7	300	4800	6000	7200	8400	
334	10	0,36	2820	126	8	300	4930	0,8	126	8	300	5040	6300	7560	8820	
335	11	0,38	3130	140	8	300	5480	0,8	140	8	300	5600	7000	8400	9800	
336	11	0,40	3220	144	7	300	5540	0,8	144	7	300	5760	7200	8640	10080	
337	12	0,46	3760	168	8	300	6580	0,8	168	8	300	6720	8400	10080	11760	
338	13	0,52	4030	180	7	300	7030	0,8	180	7	300	7200	9000	10800	12600	
339	14	0,60	5040	210	8	300	8230	0,8	210	8	300	8400	10500	12600	14700	
340	12	0,58	4430	198	7	300	7760	0,8	198	7	300	7920	9900	11880	13860	
341	13	0,63	4830	216	7	300	8400	0,8	216	7	300	8640	10800	12960	15120	
342	13,5	0,65	5170	231	8	300	9030	0,8	231	8	300	9240	11550	13860	16170	
343	14	0,71	5640	252	8	300	9870	0,8	252	8	300	10080	12600	15120	17610	

Стальные проволочные канаты Московского Металлического Завода.

Таблица 2 (продолжение).

Канаты с двойной и тройной обмоткой проволоки в прядях с пеньковыми сердечниками в прядях (гибкие) для кранов и подъемников																			
№ каната	Диаметр барабана или шпуля в мм.	Диаметр каната в мм.	Толщина проволоки в мм.	Состав каната		Приблизительный вес погонного метра в кг.	Разрывное сопротивление каната в килограммах при сопротивлении проволоки на 1 кв. мм.				Разрывное сопротивление каната в килограммах при сопротивлении проволоки на 1 кв. мм.								
				Число проволок	Число пеньковых сердечников		80	100	120	140	80	100	120	140					
368	14	0,9	108	7	0,69	5440	6800	8160	9520	392	17	1,1	108	7	1,02	8200	10260	12310	14360
369	15		120	7	0,77	6040	7560	9070	10580	393	18		120	7	1,11	9120	11400	13680	15960
370	15		126	8	0,81	6350	7930	9520	11110	394	18		126	8	1,19	9670	11970	14360	16750
371	16		140	8	0,90	7050	8820	10580	12340	395	19,5		140	8	1,29	10640	13300	15960	18620
372	16,5		144	7	0,94	7250	9070	10880	12700	396	20,5		144	7	1,34	10940	13680	16410	19150
373	17,5		168	8	1,02	8460	10580	12700	14810	397	21,5		168	8	1,56	12760	15960	19150	22340
374	19		180	7	1,06	9070	11340	13600	15870	398	23,5		180	7	1,69	13680	17100	20520	23940
375	21		210	8	1,29	10580	13230	15870	18520	399	26		210	8	2,00	15660	19950	23940	27930
376	18	350	198	7	1,19	9970	12470	14960	17460	400	22		198	7	1,19	15040	18810	22570	26330
377	19		216	7	1,44	10880	13600	16320	19050	401	23,5		216	7	2,09	16410	20520	24620	28720
378	20		231	8	1,50	11640	14550	17460	20370	402	24,5		231	8	2,13	17550	21940	26830	30720
379	21		252	8	1,59	12700	15870	19050	22220	403	26		252	8	2,28	19150	23940	28720	33510
380	15	1,0	108	7	0,86	6730	8420	10100	11790	404	19	1,2	108	7	1,21	9760	12200	14640	17080
381	16		120	7	0,94	7480	9360	11230	13100	405	20		120	7	1,32	10840	13560	16270	18980
382	16		126	8	1,00	7860	9820	11790	13750	406	20		126	8	1,40	11430	14230	17080	19930
383	17		140	8	1,04	8730	10920	13100	15280	407	22		140	8	1,54	12650	15820	18980	22140
384	18		144	7	1,06	8980	11230	13470	15720	408	22		144	7	1,61	13010	16270	19520	22780
385	19,5		168	8	1,29	10480	13100	15720	18340	409	24		168	8	1,86	15180	18980	22780	26570
386	21		180	7	1,44	11280	14040	16840	19650	410	26		180	7	2,01	16270	20340	24400	28470
387	23,5		210	8	1,69	13100	16380	19650	22930	411	28		210	8	2,36	18980	23730	28470	33220
388	20		198	7	1,59	12350	15440	18330	21620	412	24,5		198	7	2,19	17890	22370	26840	31320
389	21		216	7	1,79	13470	16840	20210	23580	413	26		216	7	2,46	19520	24400	29280	34170
390	22		231	8	1,88	14410	18010	21620	25220	414	27		231	8	2,59	20880	26100	31320	36340
391	23		252	8	2,00	15720	19650	23580	27510	415	28		252	8	2,69	22780	28470	34170	39560

Часть III.

Краны.

42. Краном (*Kran; Grue; Crane*) вообще называют грузоподъемную машину, помощью которой возможен не только подъем груза на некоторую высоту, но и перенос его в горизонтальном направлении, при чем это последнее перемещение помощью крана обычно производится лишь на сравнительно небольшие расстояния. Таким образом помощью крана можно *поднять* предмет с данного места, *перенести* его поверх других рядом расположенным предметов, и вновь *опустить* его в новом месте.

Число различных конструкций кранов, некоторые из которых описаны во введении к настоящему курсу, весьма значительно, так как конструкции крана может быть обусловлена весьма различными факторами. Краны можно различать по их *форме*, по *способу перемещения* по ним груза, соответственно их *назначению* и пр., но какой-либо определенной классификации кранов по сие время не установлено.

В нижеследующем мы будем различать краны по способу установки и по взаимному расположению частей фермы крана, тогда можно наметить следующие 3 большие группы:

- 1) краны с внешней верхней опорой,
- 2) краны с внутренней верхней опорой,
- 3) краны мостовые или на козлах.

В каждой из этих групп возможно дальнейшее деление согласно конструкции фермы крана и установке его—неподвижно на одном месте, или подвижно по рельсам; затем имеются еще переходные формы между этими группами и, наконец, некоторые особые типы, стоящие как бы отдельно вне этих групп.

Соответственно способу приведения в действие, краны могут быть ручные, приводные, паровые, гидравлические и электрические; при дальнейшем изложении курса мы главным образом будем иметь в виду краны ручные и притом более простых конструкций.

В каждом кране мы имеем дело, с одной стороны, с *фермой* крана, а с другой—со всеми *механизмами*, которыми кран приводится в действие.

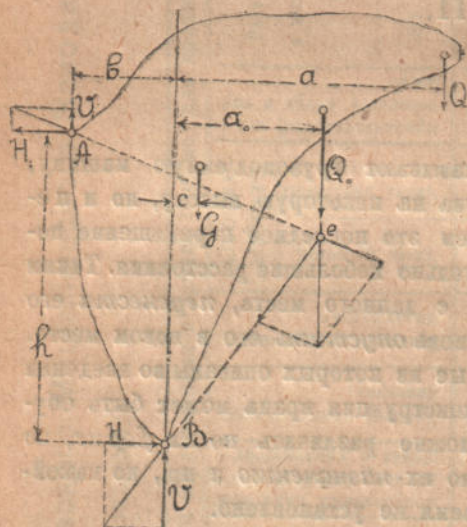
При рассмотрении фермы крана надо различать два отдельных вопроса—устойчивость ее и затем прочность ее при различных условиях работы крана. Что касается механизмов крана, то большую часть их можно разложить на отдельные части—подъемный механизм, или ворот, и затем механизмы для передвижения поднятого груза по крану и для перемещения всего крана вместе с поднятым им грузом, при чем последние два механизма по отдельности или оба вместе могут отсутствовать; в некоторых исключительных случаях подъемный механизм располагают отдельно от крана, укрепляя его самостоятельно на стене, на колонне или просто на полу здания.

Расчет ворота подробно изложен в первых двух частях настоящего курса, поэтому при изучении кранов нашей главной задачей будет расчет устойчивости и прочности

фермы крана, взаимное расположение частей крана и расчет механизмов как для перемещения груза по крану, так и всего крана.

А. Общие данные для расчета кранов.

Большинство кранов, особенно более простых конструкций, можно рассматривать как плоскую ферму и лишь в исключительных случаях рядовому технику придется иметь дело с фермой пространственной. Поэтому мы будем ниже говорить только



Черт. 204.

о плоских и сравнительно несложных фермах. Лицам же, интересующимся вопросами расчета устойчивости и прочности более сложных плоских и пространственных ферм, мы рекомендуем изучить какое-либо из специальных руководств по строительной механике и также сочинение *Andrée, Die Statik des Kranbaues*, специально написанное применительно к нуждам строителя кранов более сложных систем, уже знакомого с основами расчета неопределенных ферм.

43. Устойчивость кранов. Предположим, что дана плоская ферма крана произвольного очертания и конструкции, веса G , к которой привешен поднимаемый груз Q и предположим, что наша ферма (черт. 204) подперта в точках A и B , не лежащих ни на одной вертикали, ни на одной горизонтали. Заменим неизвестные нам реакции A и B их вертикальными и горизонталь-

ными слагающими, тогда при равновесии фермы можно написать условия равновесия между всеми этими внешними, действующими на ферму крана, силами (Q_0 — равнодействующая сил Q и G):

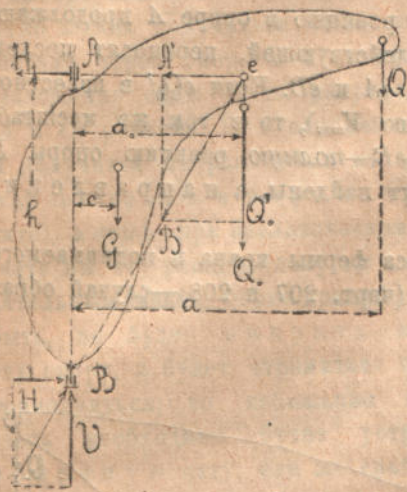
$$\left. \begin{array}{l} \text{проекция на вертикаль} \dots Q_0 = Q + G = V + V_1 \\ \text{„ „ горизонталь} \dots H = H_1 \\ \text{моменты относительно } B \dots Q_0 \cdot a_0 = Q \cdot a + G \cdot c = H_1 \cdot h - V_1 \cdot b \end{array} \right\} \dots (143)$$

Так как мы в этих 3-х уравнениях имеем четыре неизвестные слагающие H , H_1 , V и V_1 , то очевидно задача неопределенна — возможно бесчисленное множество положений равновесия, но точно указать, какое именно распределение сил будет иметь место в каждом отдельном данном случае, мы не можем. Чтобы сделать задачу определенной, не допускающей никаких сомнений относительно действительного разложения действующих нагрузок G и Q на опоры A и B , в практике принимаются меры к тому, чтобы некоторые слагающие обратились в «нуль», или чтобы между ними существовало определенное, заранее заданное, отношение, при чем в каждом частном случае необходимо удостовериться, что назначенное конструктором дополнительное условие не противоречит существу дела.

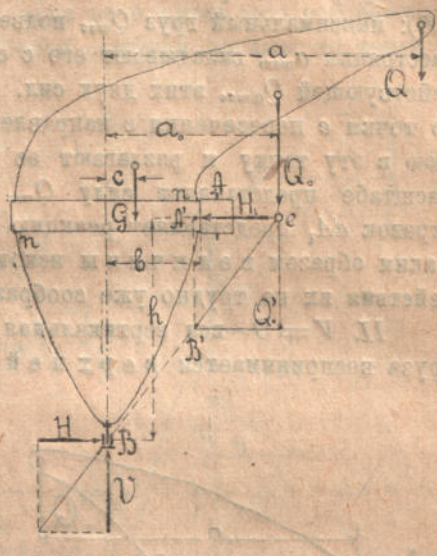
Рассмотрим некоторые частные случаи:

I. $V_1 = 0$ — вся вертикальная нагрузка от веса фермы крана и поднимаемого груза воспринимается в нижней опоре крана. Так как краны этого типа обыкновенно строятся вращающимися вокруг вертикальной оси, проходящей через эту именно нижнюю опору, то ее надо будет осуществить в виде подпятника; что касается верхней опоры, то ее надо устроить или в виде вертикального подпятника (черт. 205), или, напр., в виде вертикального цилиндрического катка A

(черт. 206), опирающегося на образованный в этом месте на ферме крана цилиндрический пояс nn —в том случае, если верхняя опора крана находится в стороне от оси вращения его *).



Черт. 205.



Черт. 206.

Вертикальная реакция V в опоре B для данного частного случая (черт. 205 и 206) очевидно определится из условия

$$V = Q + G = Q_0 \dots \dots \dots (144),$$

а горизонтальную реакцию $H = H_1$ мы найдем, написав ур. моментов относительно точки B ,

$$H \cdot h = Q \cdot a + G \cdot c = Q_0 \cdot a_0,$$

или окончательно

$$H = \frac{Q \cdot a + G \cdot c}{h} = Q_0 \cdot \frac{a_0}{h} \dots \dots \dots (145),$$

при чем через Q_0 мы обозначили равнодействующую сил Q и G .

Рассматривая последнее уравнение, мы видим, что горизонтальные реакции H крана увеличиваются по мере увеличения веса поднимаемого груза и расстояния a точки привеса груза от оси вращения крана—это расстояние принято называть *вылетом* крана—и уменьшается с увеличением высоты h между опорами крана. Опрокидывание крана, следовательно, наиболее вероятно в то время, когда краном будут поднимать максимальный груз при наибольшем возможном для него вылете, и потому подсчет устойчивости крана необходимо произвести для этого именно момента. Таким образом мы нашли окончательно в простейшем случае нагрузке крана одной силой

$$V_{\max} = Q_{\max} + G \dots \dots \dots (144, a),$$

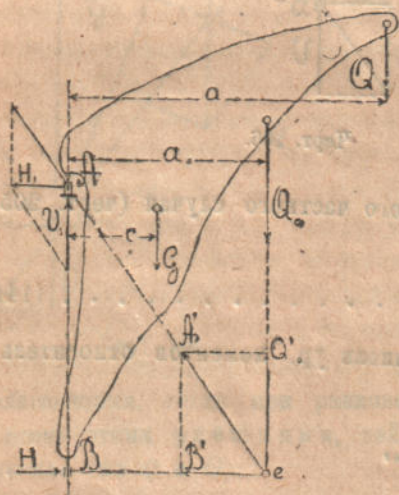
$$H_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot a_{\max} + G \cdot c}{h} \dots \dots \dots (145, a),$$

*) Обыкновенно для большей устойчивости крана в боковом направлении ставят не один, а два и более катков.

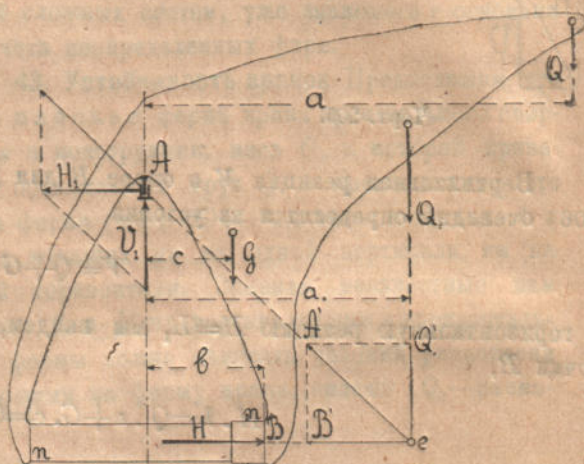
те усилия, которые должны выдерживать опоры фермы крана, чтобы кран не опрокинулся *).

Графически реакции V_{max} и H_{max} находятся следующим образом (черт. 205 и 206): максимальный груз Q_{max} подвешивают к крану на наибольшем от оси вращения расстоянии a_{max} , складывают его с силой G и находят величину и положение равнодействующей Q_0 этих двух сил. Горизонтальную реакцию в опоре A продолжают до точки e пересечения с направлением этой равнодействующей, переносят последнюю в эту точку и разлагают ее по направлениям eA и eB . Если eQ_0' в известном масштабе представляет силу Q_{max} (и также реакцию V_{max}), то в том же масштабе отрезок eA представляет реакцию H_{max} , а отрезок eB — полную реакцию опоры B . Таким образом величины искомых реакций будут найдены, а направление действия их не трудно уже сообразить по чертежу.

II. $V=0$ — вся вертикальная нагрузка от веса фермы крана и поднимаемого груза воспринимается верхней опорной фермой (черт. 207 и 208) — случай обрат-



Черт. 207.



Черт. 208.

ный первому. Для этого случая справедливо все сказанное для предыдущего случая, нужно только переставить опоры A и B местами.

III. $V=H \cdot \tan \alpha$ — реакции V и H , каждая в отдельности, неизвестны, но конструкция опоры такова, что они всегда находятся в определенном соотношении между собою, или, что то же, полная реакция в опоре B (равнодействующая сил V и H) имеет определенное направление — под углом α к горизонту (черт. 209).

Аналитическое разрешение задачи не представляет затруднений — нужно к обычным трем уравнениям равновесия фермы прибавить заданное выше условие и тогда легко определить все силы V , V_1 , H и полную реакцию B .

Графически определение производится следующим образом: как и прежде, сначала находят величину и положение силы Q_0 , а затем находят точку e пересечения ее с прямой, проходящей через опору B под заданным углом α к горизонтали (пе-

*) Условием заказа иногда ставится требование, чтобы кран мог поднимать различные „наибольшие“ грузы при разных вылетах; так, напр., набережный кран в Киао-Чау (Германск. владен. в Китае) поднимает 150 tn при наибольшем вылете в 16 mt,

100 tn „ „ „ 19,6 mt,

50 tn „ „ „ 27 mt.

В таких случаях усилие H определяется для всех заданных случаев нагрузки крана, а для расчета опор и фундамента затем принимают наибольшее из полученных значений.

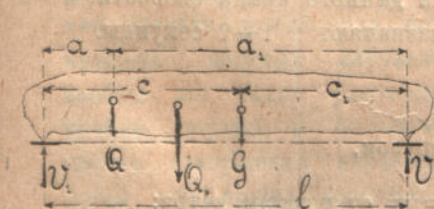
пендикулярно к опорной поверхности). Если теперь перенести силу Q_{0max} в точку e и разложить ее по направлениям eA и eB , то мы аналогично предыдущему в известном масштабе найдем все нужные нам силы: $eo = V_1$; $oi = H$; $oQ_0' =$ реакции B ; направление всех сил не трудно сообразить по чертежу.

В фермах с наклонной нижней опорой такого типа необходимо быть осторожным в выборе наклона этой опоры: если мы угол α выберем слишком крутым, то точка e легко может получиться *выше* горизонтали через опору A и тогда при разложении силы Q_0 на направления eA и eB реакция V_1 в верхней опоре A получится направленный не *вверх* (как должно быть в нормальной пяте), а *вниз*—при аналитическом расчете мы эту реакцию получим с отрицательным знаком. Ферма крана, стало быть, не будет опираться на эту опору, а будет стремиться с нее приподняться; во избежание этого здесь необходимо будет устроить обратную пяту, или же снабдить шип *запечником*, которым он будет держаться за вкладыш опоры. Такое разрешение вопроса вообще, говоря,

возможно, но не особенно желательно в конструктивном отношении, поэтому, если нет особых соображений, лучше назначить уклон в опоре B таким, чтобы точка e во всяком случае получилась *ниже* горизонтали через опору A .

IV. $H = H_1 = 0$ —случай теоретически хотя вполне возможный, но для практики неудобный, так как в таком случае ферма крана будет неустойчива в боковом направлении, может сдвинуться в сторону и упасть от каких-либо случайных горизонтальных сил.

V. $h = 0$ —обе опоры фермы крана расположены на одной горизонтали. При этом возможны два случая: а) груз может быть привешен к ферме крана только

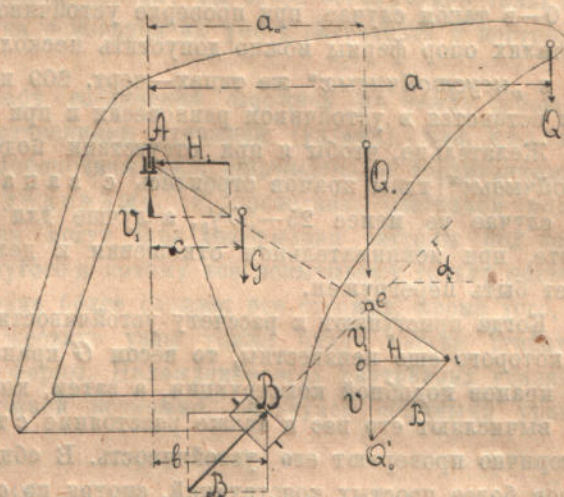


Черт. 210.

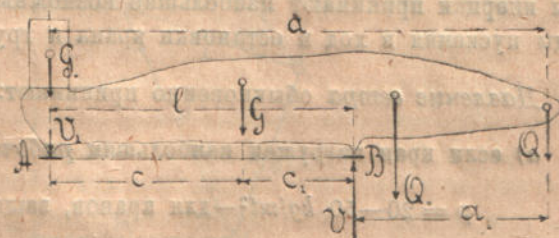
между опорами A и B (черт. 210) и б) груз может быть привешен также и *вне* опор A и B (черт. 211). Первый случай—обычная мостовая ферма—не представляет ничего особенного; реакции опор находятся из условий

$$V_1 = G \cdot \frac{c_1}{l} + Q \cdot \frac{a_1}{l} \text{ и } V = G \cdot \frac{c}{l} + Q \cdot \frac{a}{l} \dots \dots \dots (146)$$

и всегда получаются положительными, т.е. направленными *кверху*. Во втором случае одна из реакций, и именно более удаленная от груза Q , легко может получиться отрицательной, как и в примере III, тогда нужно будет принять меры,



Черт. 209.



Черт. 211.

чтобы ферма не могла приподняться с опоры. На черт. 211, как пример одного из возможных решений, над опорой *A* на ферму крана положен контр-груз *G*, вес которого должен быть несколько больше величины этой отрицательной реакции.

При заказе крана часто ставят требование, чтобы кран без повреждений выдерживал пробную нагрузку, которая назначается на 25—50% более максимального рабочего груза. В выше приведенных „устойчивых“ типах кранов—черт. 205—208 и 210—в таком случае, при проверке устойчивости крана для этой пробной нагрузки, в деталях опор фермы можно допустить несколько больше против нормы напряжения; в „неустойчивых“ же типах—черт. 209 и 211—необходимо удостовериться, что кран останется в устойчивом равновесии и при пробном грузе.

Желательно, чтобы и при отсутствии подобного испытания крана такие „неустойчивые“ типы кранов строились с запасом устойчивости, во всяком случае не менее 25—30%, а лучше для безопасности и до 50%, так как в работе, при невнимательном отношении к делу, а часто по незнанию, кран легко может быть перегружен.

Когда приступают к расчету устойчивости вновь строящегося крана, размеры и вес которого еще неизвестны, то весом *G* крана задаются на основании уже построенных кранов подобной конструкции, а затем, когда кран будет уже весь спроектирован, вычисляют его вес и также расстояние с точки приложения веса крана от опоры и вторично проверяют его устойчивость. В общем можно считать, что вес ручных кранов более простых конструкций, смотря по вылету и типу крана, равен от 0,65 до 1,5 и даже до $2Q_{max}$ и приложен на расстоянии $s = 0,15$ до $0,30 a_{max}$ от оси вращения крана, при чем краны на небольшой груз относительно тяжелее.

Кроме веса поднимаемого груза, ферма крана может быть еще нагружена внешними силами: 1) силой инерции поднимаемого груза в начале подъема и при резком торможении его, 2) силой инерции всей фермы передвижного или вращающегося крана—вместе с подвешенным к ней грузом—в периоды пуска и остановки крана, и 3) давление ветра на ферму крана.

Сила инерции груза и крана в кранах ручных, или вообще с медленными движениями, очень незначительна и потому в этих кранах ею свободно можно пренебречь, но в кранах с быстрыми движениями сила инерции груза и крана может оказывать заметное влияние и не считаться с ним уже нельзя. При подсчетах величины силы инерции принимают наибольшие возможные для данного крана скорости, а периоды пуска и остановки крана и груза назначают в 1—2 секунды.

Давление ветра обыкновенно принимают:

а) если кран нагружен наибольшим рабочим грузом,

$$p = 20—50 \text{ kg/m}^2 \text{—для кранов, защищенных от резкого ветра;}$$

$$p = 50—75 \text{ kg/m}^2 \text{—для кранов, стоящих на открытом месте (на берегу реки, моря);}$$

б) если кран не работает,

$$p = 200 \text{ или } 250 \text{ kg/m}^2 \text{—соответственно тем же двум случаям действия на него ветра,}$$

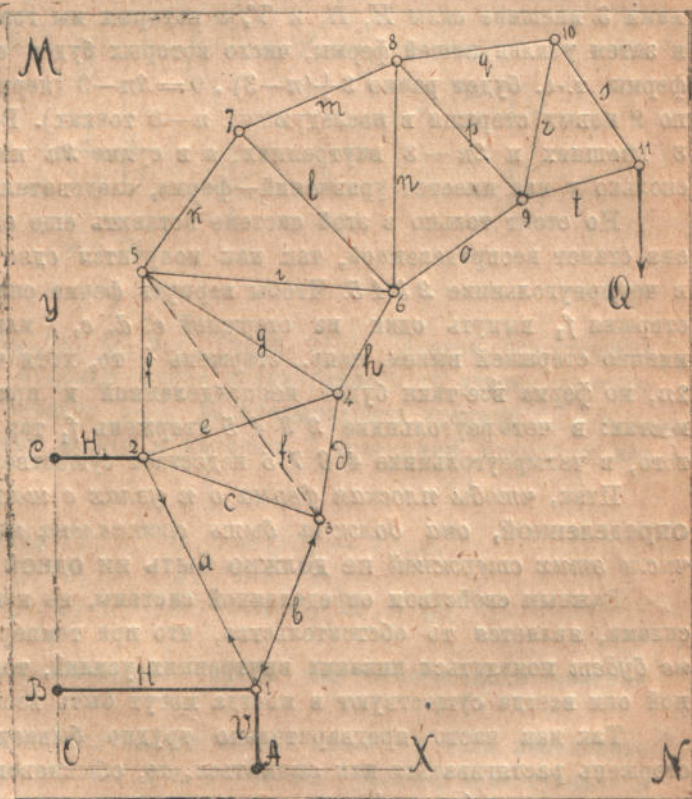
при чем обычно считают действительную площадь (непосредственно обращенных к ветру стержней фермы и около половины площади стержней, расположенных сзади первых, а самые силы давления разлагают на все узлы фермы и считают направленными под углом около 10° к горизонту.

44. Внутренние усилия фермы крана. Когда выяснены все внешние усилия действующие на ферму крана и известно взаимное расположение частей ее, можно приступить к определению внутренних усилий, развивающихся в системе под действием внешних сил. Фермы крана могут быть двух родов—сплошные, в виде прямой или кривой балки, и решетчатые. Сплошные фермы рассчитываются на основании данных курса Сопротивления материалов, а расчет решетчатых ферм подробно излагается в курсах Строительной механики, поэтому мы здесь ограничимся только самыми необходимыми сведениями, чтобы на основании их уметь рассчитать и построить простую, несложную ферму крана.

Решетчатые фермы, по способу соединения стержней их между собою, бывают двух типов: 1) с жесткими соединениями стержней (узлами), или статически неопределенные, и 2) с удобоподвижными, шарнирными соединениями стержней, или статически определенные. В последних, благодаря подвижному закреплению своих концов, стержни могут (при деформации системы под нагрузкой) повернуться один относительно другого и потому все испытывают только *растяжение* или *сжатие*, а в первых—явление более сложно: все стержни, кроме того, еще будут испытывать изгиб, при чем и жесткие узлы также будут слегка сгибаться или разгибаться при деформации всей фермы. Нахождение всех внутренних усилий фермы с шарнирными соединениями стержней возможно, пользуясь обычными уравнениями статики. Для решения того же вопроса в ферме с жесткими узлами одних этих уравнений уже недостаточно, а нужно, кроме того, еще знать упругие свойства отдельных частей фермы и на основании их добавить еще те, недостающие до полного числа, уравнения деформации всех частей фермы, без которых задача остается неопределенной. Нужно однако заметить, что такое решение задачи мы в состоянии сделать только для некоторых частных случаев, вообще же такие расчеты крайне трудны и большую частью совершенно неразрешимы при наших современных знаниях теории упругости и математики. Поэтому на практике большую частью расчет фермы делают в предположении удобоподвижности всех ее сочленений, хотя бы такое предположение и не соответствовало действительному исполнению.

Однако и такая ферма с шарнирными соединениями стержней может быть статически неопределенною — в том случае, если число стержней в ней будет больше того числа статических уравнений, которое может быть составлено для этой фермы. Поясним это примером.

Представим себе плоскость MN (черт. 212) и предположим, что в этой плоскости нам нужно связать при помощи стержней в одну неподвижную систему точки 1, 2, 3,...



Черт. 212..

Для этого мы сначала свяжем все данные точки в одну цельную систему, а затем уже некоторые из точек системы закрепим на плоскости. Проведем стержни a, b, c и таким образом неизменно свяжем между собою точки 1, 2, 3; теперь каждую следующую точку будем прикреплять к этим первым трем точкам при помощи стержней, стараясь проводить эти новые стержни таким образом, чтобы каждый раз два новых стержня с каким-либо одним из прежде проведенных образовали треугольник. Таким образом все n данных точек будут связаны в одну неизменную и притом вполне определенную систему, которую мы помощью 3-х добавочных внешних для системы стержней H, H_1 и V прикрепим неподвижно к плоскости MN в точках A, B и C .

Если мы теперь нагрузим какой-нибудь узел системы произвольной силой Q , то мы можем найти все усилия в стержнях фермы, а также и в добавленных нами трех внешних опорных стержнях. Вырежем для этого поочередно все узлы нашей фермы, заменим все перерезанные стержни соответствующими усилиями, действующими по ним, и напомним для каждого вырезанного узла по 2 уравнения равновесия

$$\sum_{\text{проекции}} X = 0 \text{ и } \sum_{\text{проекции}} Y = 0;$$

всего таким образом мы напомним $2n$ уравнений.

Во всех этих уравнениях у нас будут неизвестные: во-первых, те добавленные нами 3 внешние силы H, H_1 и V , о которых мы говорили в предыдущем параграфе, и затем усилия нашей фермы, число которых будет соответствовать числу стержней фермы, т.-е. будет равно $3 + (n - 3) \cdot 2 = 2n - 3$ (первые 3 стержня a, b, c и затем по 2 новых стержня в последующих $n - 3$ точках). Всего, следовательно, мы получим 3 внешних и $2n - 3$ внутренних, а в сумме $2n$ неизвестных, т.-е. ровно столько, сколько у нас имеется уравнений—ферма, следовательно, статически определенная.

Но стоит только в этой системе вставить еще один стержень f_1 , как сейчас же она станет неопределенной, так как получится одно лишнее неизвестное, и именно в четырехугольнике 2 3 4 5. Чтобы вернуть ферме определенность, надо взамен нового стержня f_1 вынуть один из стержней c, d, e, f или g . Если же мы вместо этих именно стержней вынем, напр., стержень i , то, хотя число неизвестных и будет опять $2n$, но ферма все-таки будет неопределенной и при том неопределенной в двух местах: в четырехугольнике 2 3 4 5 стержень f_1 так и остался лишним, и, кроме того, в четырехугольнике 4 6 7 5 недостает существенно необходимой связи i .

Итак, чтобы плоская ферма с n узлами с шарнирными сочленениями была определенной, она должна быть составлена из $2n - 3$ стержней, при чем в числе этих стержней не должно быть ни одной лишней связи.

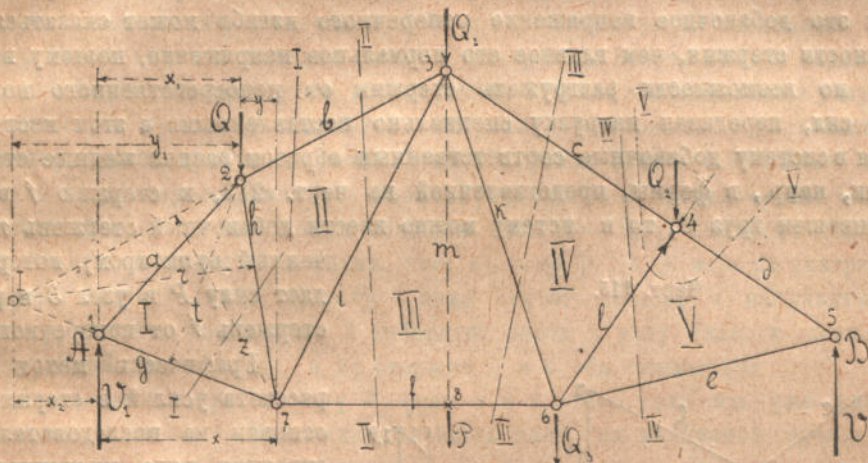
Важным свойством определенной системы, не нагруженной никакими внешними силами, является то обстоятельство, что при температурных колебаниях в системе не будет появляться никаких внутренних усилий, тогда как в системе неопределенной они всегда существуют и иногда могут быть весьма значительными.

Так как часто предварительно трудно бывает определить, будет ли данный стержень растягиваться или сжиматься, то, обыкновенно, все усилия считают сначала растягивающими (знак $+$), и если затем при расчете какое-нибудь усилие получится со знаком ($-$), то это будет признаком того, что стержень сжимается. На чертежах силы растягивающие обозначаются, идущими от узла (стержень a на черт. 212), а сжимающие—идущими к узлу (стержень b на черт. 212).

Вышеуказанный способ последовательного решения $2n$ ур-ий, хотя вполне верный, однако редко применяется на практике в виду его слишком большой кропотливости, особенно если ферма сложная; вместо него в настоящее время пользуются другими, быстрее приводящими к цели, методами. Очень простыми являются методы расчета Риттера (*Ritter*) и Кремона (*Cremona*), а иногда при простой ферме

можно и непосредственно разлагать силы в узлах на слагающие, последовательно переходя при этом от одного узла к другому.

При расчете фермы по способу *Ritter*'а не нужно вырезать из нее отдельных узлов, а отсекают от нее каждый раз часть фермы, и притом таким образом, чтобы всегда в разрез попадало не более трех внутренних стержней системы. Вместо того, чтобы для определения усилий в разрезанных трех стержнях писать обычные условия равновесия отрезанной части (два ур-ия проекций сил и третье—моментов относительно любой точки), *Ritter* пишет 3 ур-ия моментов, принимая поочередно за центры моментов точки пересечения двух каких-нибудь из неизвестных усилий, исключая их таким образом искусственно из ур-ия и имея поэтому 3 ур-ия, каждое с одним только неизвестным. Пусть мы имеем какую-нибудь шарнирную плоскую систему, на которую



Черт. 213.

действуют внешние силы V, Q, Q_1, Q_2, Q_3 и V_1 (черт. 213). Назовем все стержни буквами a, b, c, \dots и под теми же буквами будем подразумевать то усилие, которое испытывает стержень. Проведем сечение I—I, перерезывающее стержни b, g и h ; будем рассматривать левую половину фермы и напишем 3 уравнения моментов для определения по отдельности:

$$\begin{aligned} \text{силы } b \text{ (относит. точки 7)} & \dots b \cdot z = Q \cdot y - V_1 \cdot x, \\ \text{" } g \text{ (" " 2)} & \dots g \cdot t = V_1 \cdot x_1, \\ \text{" } h \text{ (" " I)} & \dots h \cdot r = V_1 \cdot x_2 - Q \cdot y_1, \end{aligned}$$

где $x, x_1, x_2, y, y_1, z, t$ и r —соответственные плечи сил относительно центров 7, 2 и I.

Как видно из примера, результат получается весьма просто, и если переходить постепенно к следующим сечениям II, III и т. д., то все усилия, действующие в стержнях, очень легко будут определены. Кроме быстроты, мы в этом способе имеем еще то весьма ценное преимущество, что все усилия стержней вычисляются каждое отдельно само по себе, а не при посредстве других усилий, и потому ошибка в вычислении одной какой-нибудь силы не отразится на всех остальных. По окончании работы полезно проверить расчет и для некоторых узлов составить сумму проекций всех действующих в узле сил на произвольно выбранное направление.

Часто можно пользоваться методом *Ritter*'а для расчета не всей фермы, а только части ее; так, напр., в ферме, представленной на черт. 213, силы a и g и затем e и d можно получить непосредственным разложением реакций опор A и B.

вертикальную прямую; в узле 7 нет никаких внешних сил, поэтому считая, что здесь (в узле 7) приложена сила, равная „нулю“, мы согласно вышеуказанного общего правила, у конца силы 6—6 и начала силы 1—1 пишем цифру 7. Так как наша ферма должна быть в равновесии, то многоугольник внешних сил очевидно должен сомкнуться; если он не смыкается, то это признак, что в чертеже имеется какая-нибудь ошибка.

Удостоверившись, что внешние силы нанесены правильно, приступаем, теперь к отысканию внутренних усилий. Начинаем построение с узла 1: проводим на диаграмме из концов силы 1—1 две прямые параллельные наружным стержням a и g фермы и притом таким образом, чтобы линия стержня a , соединяющего узлы 1 и 2 фермы, выходила на диаграмме из того конца силы 1—1, у которого поставлены именно эти самые отметки 1 и 2, а линию стержня g из того конца силы 1—1, у которого поставлены отметки 1 и 7 (т. е. стержень g соединяет узлы 1 и 7 фермы). Таким образом находим точку I диаграммы (черт. 216) и видим, что: 1) силы V_1 , g и a образуют замкнутый треугольник; 2) сила a направлена к узлу 1—стержень a сжимается, и 3) сила g направлена от узла 1—стержень g растягивается. Проведем теперь из полученной точки I на диаграмме (черт. 216) линию параллельную диагональ h , до пересечения ее с линией, проведенной параллельно поясу b (соединяет узлы 2 и 3) из того конца внешней силы 2—2, у которого имеются отметки 2 и 3. Получаем точку II и видим, что: 1) силы Q_1 , b , h и a на диаграмме образуют замкнутый многоугольник; 2) силу a надо считать теперь в направлении, обратном прежнему, так что она в узле 2 действует опять к узлу (как и должно быть, так как стержень a сжимается), и 3) стержни b и h оба сжимаются.

Переходим теперь к узлу 7; силы g и h этого узла мы уже знаем, остается определить силы i и f . Проводим для этого опять из найденной точки II линию, параллельную диагональ i , а из вершины 6—7 многоугольника внешних сил — линию, параллельную поясу f , соединяющему узлы 6 и 7, до пересечения их между собою в точке III; опять видим, что силы g , h , i и f образуют замкнутый многоугольник. Зная, что g растягивается (или что h сжимается) находим, что диагональ i сжимается, а пояс f растягивается. Повторяя то же построение и далее находим последовательно точки IV и V и все усилия k , l , c , d и e .

Проверкой правильности сделанного построения могут служить следующие свойства диаграммы:

- 1) все внешние силы фермы должны представлять замкнутый многоугольник;
- 2) все силы, как внешние, так и внутренние, пересекающиеся на ферме в одной точке (в узле) на диаграмме образуют замкнутый многоугольник;
- 3) наружные стержни (пояса) фермы на диаграмме выходят из вершин многоугольника внешних сил и притом из тех именно, у которых имеются отметки, соответствующие номерам узлов, которые данный стержень соединяет;
- 4) внутренние силы, образующие в ферме треугольник I, II, III, и т. д. (на черт. 213) на диаграмме пересекаются в одной точке и именно того же номера I, II, III, и т. д. (на черт. 216).

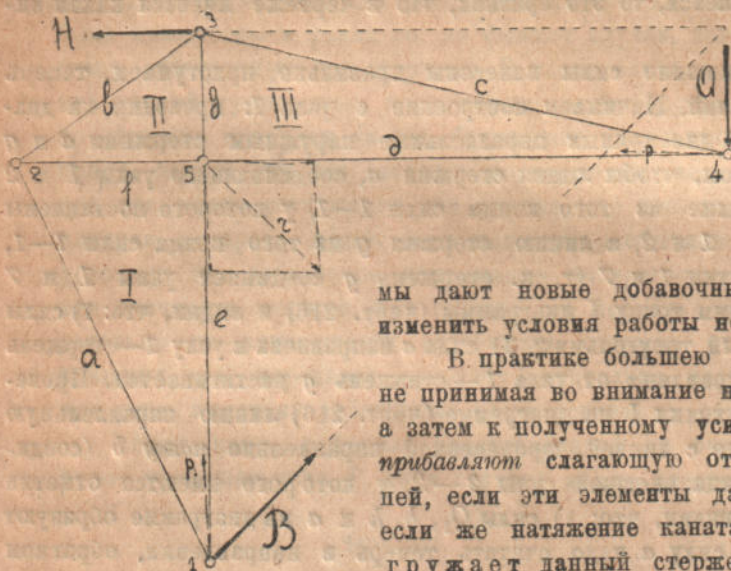
При расчете вновь строящейся фермы веса отдельных стержней еще неизвестны, поэтому приходится расчет проделать несколько раз: — первый раз по заданному поднимаемому грузу и вылету краев находят все усилия в стержнях, по ним при нескольких пониженных напряжениях определяют поперечные сечения (форму и размеры) стержней и их веса; после этого распределяют все найденные веса стержней по отдельным узлам фермы, вторично определяют усилие в стержнях и по ним уже проверяют размеры ранее намеченных поперечных сечений стержней. Если при этом приходится сделать значительные исправления в размерах, то весь расчет надо проделать вновь, пока назначенные при предыдущем расчете размеры стержней при последующей проверке не окажутся достаточно прочными.

В фермах кранов, кроме указанных выше сил, могут быть еще силы, которые для стержней фермы хотя и играют роль сил как-бы внешних, но для *всего* крана являются силами внутренними, не влияющими на условия устойчивости его, как целого сооружения. Дело в том, что поднимаемый груз привешивается к крану по-

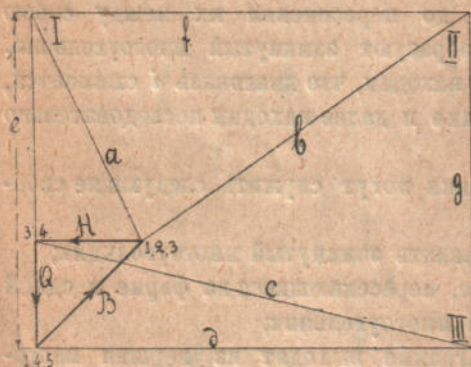
мощью гибких элементов— цепей или канатов — которые блоками, укрепленными на ферме, направляются к вороту, где они принимаются на барабан или звездочку. Работая с значительным натяжением, канаты и цепи в узлах фер-

мы дают новые добавочные силы и могут значительно изменить условия работы некоторых стержней фермы.

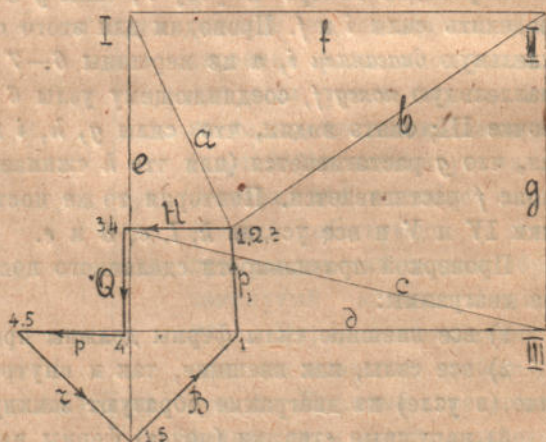
В практике большую часть рассчитывают ферму, не принимая во внимание натяжения канатов и цепей,— а затем к полученному усилию в каком-либо стержне прибавляют слагающую от натяжения канатов и цепей, если эти элементы данный стержень нагружают; если же натяжение каната или цепи, наоборот, разгружает данный стержень, то это натяжение в расчет не принимают и размеры такого стержня определяют по первоначальному найденному на него усилию.



Черт. 217.



Черт. 218.



Черт. 219.

Вместо этого способа, удобного лишь для очень простых ферм, где влияние натяжения гибкого элемента на каждый отдельный стержень легко сообразить, нередко строят две диаграммы *Кремона*: одну—считая груз привешенным к одной определенной точке, а другую—принимая во внимание натяжение канатов и цепей. Получив таким образом по два усилия для каждого стержня, выписывают для всех стержней из обеих диаграмм *большие* усилия и по ним делают подсчет размеров всех стержней фермы.

Подобное построение, в виде примера показано на черт. 217—219: на черт. 217 представлена ферма, которая нагружена силами Q , H и B . При этой нагрузке для указанной фермы на черт. 218 начерчена диаграмма *Кремона*, которую мы пояснять не будем, так как она очень проста и легко понятна из самого чертежа. Если теперь гибкий элемент в узле 4 положить на направляющий блок,—затем направить его

к узлу 5, где должен быть поставлен второй направляющий блок, и после этого закрепить его в узле 1 на барабане ворота, то в узлах 4, 5 и 1 появятся представленные на черт. 217 пунктиром 3 новые силы p , r и p_1 . План *Кремона* для нашей фермы, принимая во внимание и эти 3 добавочные силы, представлен на черт. 219; на этой диаграмме силы B и p_1 (в узле 1), а также Q и p (в узле 4) начерчены отдельно, но можно было-бы вместо каждой пары этих сил начертить сразу их равнодействующую—самая диаграмма от этого не изменилась-бы. Мы этого не сделали для того, чтобы ясно отделить два рода внешних для фермы сил: Q , B и H —с одной стороны, и p , p_1 и r —с другой.

Описанным способом производится расчет фермы крана, если поднимаемый груз на ней не передвигается, а занимает всегда вполне определенное положение. В действительности, однако, груз по ферме нередко перемещается; ясно, что при этом усилия в стержнях будут изменяться и при том в неодинаковой степени—в то время, как в одних усилие будет возрастать, в других оно может уменьшаться или оставаться без изменения. В простых кранах большею частью прямо можно указать какое положение груза для всей фермы или для отдельных частей ее наиболее опасно, но если ферма более сложная, то наибольшее усилие в различных стержнях может быть при различных положениях груза.

Можно было-бы, конечно, построить для данного крана при различных положениях груза на нем несколько диаграмм *Кремона*, но такой способ, хотя иногда и практикуется, слишком кропотлив. В этом случае выгоднее произвести расчет фермы пользуясь методом *инфлюентных линий*. Мы в настоящем курсе этого метода излагать не будем, а рекомендуем ознакомиться с ним по одному из курсов строительной механики.

В кранах с быстрыми движениями или подверженных действию ветра, необходимо найти усилия в стержнях при различных способах нагрузки крана и из них выбрать те, при которых размеры каждого отдельного стержня получаются наибольшими.

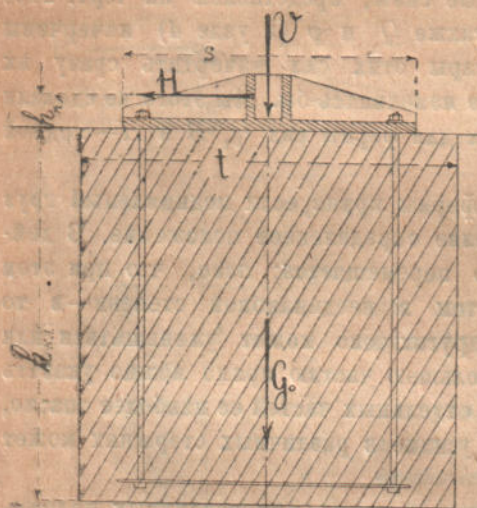
45. Фундамент для кранов. Фундамент является опорой для крана, поставленного на земле; его назначение — воспринять действующие на него в опорных узлах фермы усилия и передать их грунту. Фундаменты для кранов строятся из кирпича и камня на цементном растворе, или из бетона, в виде массива с квадратным или прямоугольным, а иногда и с многоугольным основанием. Боковые стенки фундамента при небольших размерах его строятся вертикальными (фиг. 10 на табл. 25), а если размеры его большие, то они строятся уступами (фиг. 1 на табл. 27), или же также наклонными (фиг. 11 на табл. 53) и тогда фундамент представляет собою усеченную пирамиду; в больших кранах, а также соответственно специальным местным условиям, возможны и более сложные формы (фиг. 4 на табл. 53). К массиву фундамента ферма крана прикрепляется болтами при посредстве особых фундаментных плит, а самый фундамент стоит на грунте^{*)}, не опрокидываясь благодаря своему весу и правильному назначению конструктором его размеров — фундамент того же веса, но с другим соотношением размеров, для того же крана может оказаться неустойчивым.

Так как роль фундамента—принять на себя от фермы известные усилия и передать их грунту, то конструктор должен, во первых, придать опорным металлическим деталям крана такие размеры, чтобы под ними не крошился более слабый материал кладки фундамента, и во-вторых, сделать фундамент настолько тяжелым, и

^{*)} В нижеследующем мы будем иметь в виду хороший строительный грунт, не нуждающийся в специальном уплотнении и не требующий особых приемов при устройстве фундамента. Интересующимся этой стороной дела мы рекомендуем специальную литературу по строительному и инженерному искусству.

нижнее опорное его основание настолько широким, чтобы под ним не сжимался грунт, а сам фундамент был устойчив.

Соответственно типу крана на фундамент крана со стороны фермы могут действовать: 1) только одна вертикальная сила V , и 2) та же сила V , но вместе



Черт. 220.

с горизонтальной силой H , или с парой сил (H, H) . Кроме этих сил на боковую поверхность массива фундамента еще будет действовать давление грунта; это боковое давление в известных случаях, напр., в набережных кранах, будет действовать на фундамент опрокидывающим образом, и также должно приниматься во внимание—особенно, если оно действует в ту же сторону, что сила H (или пара H, H), но в видах упрощения вопроса мы при наших расчетах этого распора грунта не будем принимать во внимание.

А. Фундаментные болты. Фундаментная плита обыкновенно привертывается к фундаменту болтами; если на плитку действует только вертикальное усилие V , то этих болтов собственно можно было бы и не ставить—их назначение в этом случае установить плитку во время сборки крана на определенном месте и не дать ей сдвинуться от каких-либо случайных сил. Но если на плитку кроме силы V еще действует горизонтальная сила H , то ея плита может быть сдвинута с места. Чтобы этого не могло случиться, плитку нужно сильно притянуть к фундаменту; число n и толщина (внутренний диаметр d_1 , нарезки) болтов в этом случае определяются из условия ¹⁾:

$$\left(V + n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot Z}{4} \right) \cdot f \geq \xi \cdot H \quad (147),$$

в котором кроме обозначений черт. 220, еще принято

$f \approx 0,5$ — коэф-т трения плиты о фундамент,

$\xi \geq 1,5$ — „ надежности,

$Z \leq 3,6 \text{ kg/mm}^2$ —напряжение в болтах.

Число болтов n обыкновенно назначают равным 4, 6, 8, 12, а самые болты, даже и в малых кранах, редко ставят тоньше 1 дюйма, так как под действием влаги и извести, содержащихся в растворе кладки фундамента, они легко ржавеют.

Б. Опорная площадь фундаментной плиты. Опорная площадь $F = s^2$ квадратного основания (или $F = \alpha \cdot s^2$ —основания произвольной формы²⁾) фундаментной плиты определяется из условия прочности под нею кладки фундамента на смятие

$$s^2 \cdot D_{кл} \geq V + n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot Z}{4} \quad (148),$$

¹⁾ О других, специальных, случаях расчета фундаментных болтов будет указано ниже. См. еще примечание в конце примера расчета фундамента, а также на следующей стр.

²⁾ Обозначим α —сторону правильного многоугольника, тогда площадь этого многоугольника равна $F = \alpha \cdot s^2$, где α = коэф-т, равный

$\alpha = 1$	при $n = 4$
$\alpha = 2,6$	„ „ $n = 6$
$\alpha = 4,8$	„ „ $n = 8$

в котором

s — сторона квадратного основания плиты,

D_{κ} — допускаемое напряжение смятия материала кладки фундамента.

Чтобы быть уверенным, что действительно *вся* опорная площадь плиты участвует в передаче давления фундаменту, плиту нужно выполнить *возможно жесткой*, что лучше всего достигается достаточным количеством правильно расположенных ребер жесткости.

В. Верхнее основание фундамента. Ширина t верхнего основания фундамента, на котором лежит плита, во избежание выкрашивания краев его, обыкновенно назначается несколько — примерно по 200—400 мм с каждой стороны — шире самой плитки, то-есть

$$t \geq s + 2 \cdot (200 \text{ до } 400 \text{ mm}) \quad (149).$$

Г. Вес фундамента. Головки фундаментных болтов рекомендуется закладывать возможно ближе к подошве фундамента, чтобы ими схватывался по возможности *весь массив* фундамента; для лучшего захвата кладки болтами вместо фундаментных плит под головки каждых 2-х смежных болтов часто закладывают по общей полосе плоского железа. Чтобы на уровне головок болтов под действием силы H не мог произойти сдвиг верхней части кладки вместе со стягивающими ее болтами, по ниже ее лежащей кладке (уже не стягиваемой более этими болтами) *при отсутствии сцепления раствора в швах* кладки должно существовать условие

$$(V + G_0) \cdot f_1 \geq \xi_1 \cdot H \quad (150), \quad +$$

аналогичное ур. 147, но отличающееся от него тем, что вместо силы затяжки болтов теперь к вертикальной силе V прибавляется вес G_0 кладки фундамента от верха и до уровня головок болтов. Так как этот уровень большею частью почти совпадает с подошвой фундамента, то мы для простоты будем считать G_0 вес *всего* фундамента.

Если мы сравним ур. 147 и 150 и примем в них $f = f_1$ и $\xi = \xi_1$, то мы получим условие

$$G_0 \geq n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot Z \quad (151), \quad +$$

определяющее наименьший возможный вес фундамента¹⁾. Примем h_{κ} — высоту *квадратного призматического* фундамента, тогда можно написать уравнение

$$t^2 \cdot h_{\kappa} \cdot \gamma \geq n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot Z \quad (151, a),$$

где γ — уд. вес массива фундамента, на основании которого, определяется высота призматического фундамента. Если кран стоит вне здания, то подошва фундамента крана должна быть заложена ниже глубины промерзания грунта, т.-е. для средней и северной России на 1,5—2 м ниже поверхности земли.

Д. Площадь подошвы фундамента. Площадь подошвы фундамента определяется из условий *смятия грунта и устойчивости фундамента*; при этом возможны два частных случая: 1) фундамент давит на грунт совершенно *равномерно* и потому не имеет стремления опрокинуться и 2) фундамент давит на грунт *неравномерно* — он находится под воздействием опрокидывающих его усилий.

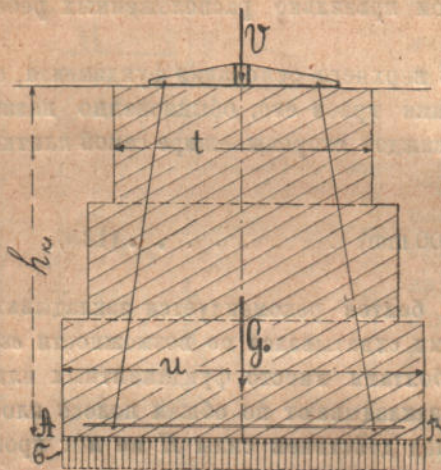
¹⁾ Если сила V направлена *вверх*, а $H = 0$, то вес фундамента и затяжка болтов определяются условием

$$G_0 = n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot Z \geq \xi \cdot V \quad (151')$$

а. *Фундамент давит на грунт равномерно.* Этот случай будет иметь место в том случае, если равнодействующая всех действующих на фундамент сил пройдет через центр тяжести площади нижнего основания (подшвы) фундамента, а, в частности, в применении к кранам,—если на фундамент будет действовать только

одна вертикальная сила V и притом именно по оси его (черт. 221). Назовем $F = u^2$ — искомую площадь квадратной подошвы фундамента, $D_{гр}$ — допускаемое напряжение смятия грунта, тогда должно быть соблюдено условие

$$u^2 \cdot D_{гр} \geq V + t^2 \cdot h_{кл} \cdot \gamma \dots (152) \quad \rightarrow$$



Черт. 221.

Если вычисленная на основании этого уравнения ширина u подошвы фундамента получится меньше t , вычисленного выше из ур. 149, то это будет означать, что нет необходимости уширять фундамент книзу, если же получится $u > t$, то его необходимо уширить. Для этого сообразно с полученным размером u расчерчивают точную форму фундамента, при чем или составляют его призматическим, но уже не с основанием t , а более широким, или же чертят его уступами,

суживающимся кверху; ширину каждого уступа обыкновенно назначают от 100—200 мм, а высоту—не менее двойной и более ширины уступа. Когда все размеры фундамента назначены, определяют его вес (который теперь уже будет больше, чем предполагалось на основании ур. 151) и затем вторично проверяют, будет ли и после сделанных изменений соблюдаться уравнение

$$\sigma = (V + G_0) : u^2 \leq D_{гр} \dots (152a),$$

т. е. будет ли σ менее $D_{гр}$, допускаемого напряжения смятия грунта.

б. *Фундамент давит на грунт неравномерно.* Этот более общий случай будет иметь место, если равнодействующая всех действующих на фундамент сил не проходит через центр тяжести площади подошвы фундамента, а в применении к кранам—если вертикальная сила V проходит вне оси фундамента, или также если она хотя и совпадает с осью фундамента, но кроме нее еще действует горизонтальная сила H , или пара сил (H, H) . В этом случае в основу расчета кладутся предположения: 1) что массив фундамента опирается на грунт только своей подошвой, боковые же поверхности его считаются как бы совершенно свободными и давление грунта на них, хотя фактически и существует, но в расчет не принимается, и 2) что напряжение грунта под подошвой распределяются по закону прямой линии. Таким образом все опрокидывающие фундамент внешние силы уравниваются в площади его подошвы; при этом возможны 2 случая распределения этих элементарных давлений:

1) Опрокидывающее влияние сил V и H (и если есть и других еще условий) сравнительно невелико—фундамент опирается на грунт всей площадью (схема 2 на черт. 222).

2) Опрокидывающее влияние внешних сил на фундамент очень значительно—фундамент опирается на грунт уже не всей площадью, а с одной стороны несколько приподнялся от грунта (схема 3 на черт. 222), так что в смысле передачи давления от фундамента к грунту часть площади подошвы фундамента является потерянной—на другом конце ее очевидно должны будут возникнуть излишне большие напряжения.

Последнего случая распределения напряжений в подошве фундамента никогда допускать не следует; как крайний предел можно допустить, чтобы у края фундамента

напряжение смятия грунта было равно нулю, как представлено на схеме 1 черт. 222.

Элементарные давления на подошву фундамента, изменяющиеся по закону прямой линии, вызваны действием внешних сил на фундамент, а также и собственным весом самого фундамента, поэтому сумма R всех этих элементарных сил должна равняться сумме сил V и G_0 ; так как эта сумма на схеме 1 черт. 222 представлена площадью треугольника ABC , то мы можем написать

$$R = u \cdot \frac{u \cdot \sigma_{\max}}{2} = V + G_0,$$

или

$$u^2 \cdot \sigma_{\max} = 2(V + G_0) \dots (153), +$$

условие, определяющее u , ширину подошвы фундамента, если задаться напряжением σ_{\max} . Так как должно быть $\sigma_{\max} \leq D_{гр}$, то очевидно, что u , вычисленное для предельного допасаемого случая неравномерного давления фундамента на грунт будет значительно больше того размера, который определяется ур. 152, а для случая равномерного распределения напряжений. При тех же размерах и действующих силах максимальное напряжение σ_{\max} грунта, определяемое ур. 153 получается вдвое больше напряжения σ грунта, определяемого ур. 152, а.

Е. Устойчивость фундамента. После того, как все размеры фундамента определены, нужно произвести проверку устойчивости фундамента, т.е. нужно убедиться, действительно ли в подошве его, под действием на него всех внешних сил, будет иметь место желаемое распределение напряжения смятия, т.е. именно по схеме 2, или в крайнем случае по схеме 1, но отнюдь не по схеме 3 на черт. 222.

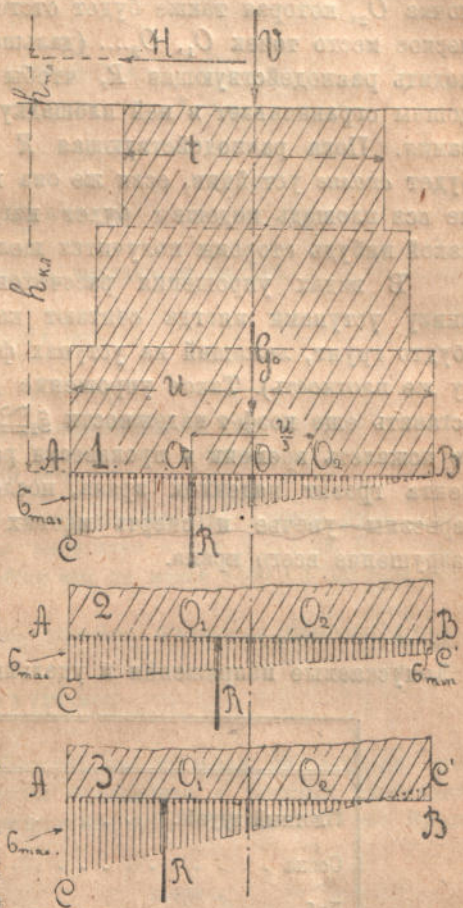
На основании теоремы о центрах тяжести плоских фигур мы знаем, что на схеме 1 черт. 222 равнодействующая R всех действующих в плоскости подошвы фундамента элементарных сил (измеряемая площадью треугольника ABC) проходит через центр тяжести O_1 треугольника ABC , т.е. на расстоянии $\frac{1}{6}u$ от центра тяжести O площади подошвы, поэтому, принимая точку O_1 за центр моментов, мы можем написать

$$H \cdot (h_{кл} + h_{пл}) \leq \frac{1}{6} \cdot (V + G_0) \cdot u \dots (154), +$$

при чем знак $<$ относится к схеме 2 черт. 222.

Если левая часть ур. 154 будет меньше правой, то будет иметь место распределение напряжений σ по схеме 2 и, следовательно, будет иметься некоторый запас устойчивости, если же левая часть ур. будет больше правой, то имеет место схема 3; фундамент будет неустойчив и потому должен быть изменен—увеличены G_0 и u или (если возможно) уменьшено $h_{кл}$. Когда на фундамент действует не одна сила H , а пара сил (H, H) , то ур. 154 принимает несколько иной вид, так как в этом случае фундамент будет опрокидываться моментом пары (H, H) , величина которого в кра-
нах определяется ур. 145, поэтому вместо ур. 154 мы теперь должны будем писать новое уравнение

$$Q \cdot a + G \cdot c \leq \frac{1}{6} (V + G_0) \cdot u \dots (155), +$$



Черт. 222.

в котором высота фундамента совершенно отсутствует.

Если кран вращается вокруг вертикальной своей оси, то при повороте его на 180° точки A и B на схеме 1 поменяются ролями—при A , напряжение будет равно нулю, а при B будет σ_{max} ; соответственно этому значение точки O_1 будет иметь точка O_2 , которая также будет отстоять на расстоянии $1/6$ и от точки O . Геометрическое место точек O_1, O_2, \dots (далее которых от центра O никогда не должна выходить равнодействующая R , чтобы было устойчивое равновесие) на плоскости подошвы ограничивает в ней площадку, которую принято называть *ядром* площади основания. Пока равнодействующая R будет находиться *внутри* этого ядра, фундамент будет *вполне* устойчив, если же она выйдет за пределы ядра, то—не устойчив, уже не вся площадь подошвы будет нагружена, между фундаментом и грунтом с одной какой-нибудь стороны получится щель.

В видах упрощения расчетов вес фундамента с постепенно уширяющимися книзу уступами иногда считают как бы призматическим, по нижнему основанию (будто грунт, лежащий на уступах фундамента, составляет одно с ним целое и имеет ту же плотность). Такое упрощение допустимо, если в ур. 154 и 155 в левой части вставить еще коэф-т надежности $\xi_2 \approx 1,20$ до $1,30$, но лучше при последней проверке не пожалеть времени и произвести расчет точно, так как ошибка в расчете фундамента грозит падением крана, последствия же такого несчастья могут быть весьма серьезны—увечье и смерть многих рабочих, потеря иногда очень ценного груза и разрушение всего крана.

Таблица 19.

Допускаемые напряжения и удельные веса некоторых строительных материалов.

	$D \text{ kg/mm}^2.$	$\gamma \text{ tn/m}^3.$
Плотный грунт	0,01 до 0,025	1,5 до 1,7
Сосна	0,60	0,65
Дуб	0,80	0,80
Кладка кирпичная на извести	0,07	1,5 до 1,7
„ „ „ цементе	0,11 до 0,15	1,6 „ 1,8
„ из клинкера на цементе	0,12 „ 0,20	1,8 „ 2,0
Бетон, смотря по качеству работы . .	0,06 „ 0,20	1,8 „ 2,4
Песчанник	0,15 „ 0,30	2,2 „ 2,4
Известняк плотный	0,20 „ 0,25	2,4 „ 2,8
Гранит	0,45 „ 0,50	2,5 „ 3,0

Пример. Построить кирпичный на цементном растворе фундамент для крана, если на него действуют: 1) сила $V=6\,500\text{ kg}$ —центрально, и 2) сила $H=5\,000\text{ kg}$ —на высоте $h_{кл}=160\text{ mm}$ от нижней поверхности фундаментной плиты.

Принимаем γ —вес 1 m^3 кладки $=1\,700\text{ kg}$; $D_{кл}=0,12\text{ kg/mm}^2$; $D_{ф}=0,01\text{ kg/mm}^2$; $\xi=1,5$; $f=0,5$; $n=4$; $Z=3,6\text{ kg/mm}^2$.

а. Толщину болтов определяем из ур. 147.

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \geq \frac{2,1 \cdot 5\,500 - 6\,500}{4,3,6} \approx 590\text{ mm}^2; d_1 \approx 27,5\text{ mm};$$

справившись по табл. Витворта, находим $d=1\frac{3}{8}$ дюйма.

Сила затяжки четырех болтов будет

$$S = n \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot Z = 4 \cdot 590 \cdot 3,6 \approx 8\,500\text{ kg}.$$

б. Ширину квадратного основания фундаментной плиты находим из ур. 148:

$$s \geq \sqrt{\frac{6\,500 + 8\,500}{0,12}} \approx 354\text{ mm}.$$

К исполнению примем $s=400\text{ mm}$;

в. Ширину верхнего основания фундамента примем на основании ур. 149

$$t = s + 2 \cdot 400 = 1\,200\text{ mm}.$$

г. Наименьший возможный вес фундамента на основании ур. 151 должен быть равен силе затяжки всех фундаментных болтов; сила эта уже вычислена выше $S=8\,500\text{ kg}$, следовательно вес фундамента должен быть $G_0 \geq 8\,500\text{ kg}$, а объем его не менее $8\,500 : 1\,700 \approx 5$ куб. метров.

д. Наименьшую возможную ширину квадратного нижнего основания (подшвы) фундамента определяем из ур. 153:

$$u \geq \sqrt{\frac{6\,500 + 8\,500}{0,5 \cdot 0,01}} \approx 1\,730\text{ mm}.$$

Так как кроме силы V на фундамент еще действует значительная по величине горизонтальная сила $H=5\,000\text{ kg}$, назначаем ширину подшвы фундамента с запасом: принимаем $n=2\,100\text{ mm}$ и решаем делать фундамент в 4 уступа шириною в 1,2 1,5, 1,8 и 2,1 m. Высот кладки соответственно глубине промерзания грунта назначаем $h_{кл}=1800\text{ mm}$, а высоту каждого уступа кладки в $1\,800 : 4 = 450\text{ mm}$. Вес фундамента при этих размерах будет

$$G_0 = 0,45 (1,2^2 + 1,5^2 + 1,8^2 + 2,1^2) \cdot 1\,700 \approx 8\,700\text{ kg}.$$

е. Сделаем теперь проверку устойчивости намеченного фундамента по ур. 154; вычисляя отдельно левую и правую части этого уравнения, находим:

$$\text{Мом. левый} = 5\,000 \cdot (1,8 + 0,16) \approx 9\,800\text{ kgmt};$$

$$\text{Мом. правый} = (6\,500 + 8\,700) \cdot 0,35 \approx 5\,300\text{ kgmt}.$$

Момент слева почти в 2 раза больше момента справа, следовательно, фундамент неустойчив—нужно его сделать тяжелее и еще несколько уширить его подшву.

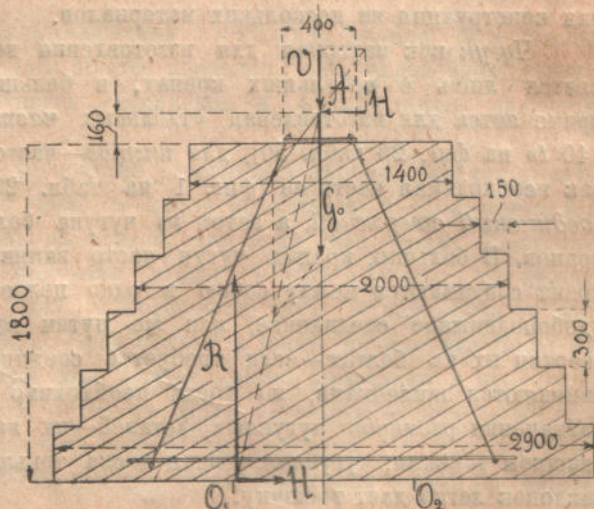
Оставим прежнюю высоту $h_{кл}=1800\text{ mm}$, но разобьем ее теперь на 6 уступов по 300 mm каждый, а ширину подшвы назовем в 2 700 mm. Вес измененного фундамента теперь будет

$$G_0 = 0,3 \cdot (1,2^2 + 1,5^2 + 1,8^2 + 2,1^2 + 2,4^2 + 2,7^2) \cdot 1\,700 \approx 12\,400\text{ kg}.$$

ж. Вторично производим проверку устойчивости фундамента по ур. 154:

$$\text{Мом. левый} = \text{остается прежний} = 9\,800\text{ kgmt};$$

$$\text{Мом. правый} = (6\,500 + 12\,400) \cdot 0,45 \approx 8\,500\text{ kgmt}.$$



Черт. 223.

Фундамент, несмотря на значительное увеличение его размеров, все еще *неустойчив*.

Решаем опять оставить ту же высоту фундамента (уменьшать ее нельзя, имея в виду глубину промерзания грунта, а увеличивать ее невыгодно, так как тогда в ур. 154 момент в деовой части также увеличится), но уширим все уступы фундамента, начиная с верхнего на 100 *mm* с каждой стороны—верхнее основание будет $t = 1\,400\text{ mm}$, а нижнее $u = 2\,900\text{ mm}$; вес этого фундамента (черт. 223) будет

$$G_0 = 0,3 (1,4^2 + 1,7^2 + 2,0^2 + 2,3^2 + 2,6^2 + 2,9^2) \cdot 1\,700\text{ kg} \approx 15\,000\text{ kg}.$$

3. Третий раз производим проверку устойчивости по ур. 142:

Мом. левый—тот же = 9 800 *kgmt*;

Мом. правый = $(6\,500 + 15\,000) \cdot 0,483 \approx 10\,400\text{ kgmt}$.

Момент справа несколько больше опрокидывающего момента (слева), следовательно, фундамент устойчив и размеры его выбраны правильно; равнодействующая R (см. схему 1 или 2 на черт. 222) пройдет на расстоянии $9\,800 : (6\,500 + 15\,000) = 0,456\text{ mt}$ от центра тяжести подошвы, следовательно, внутри ядра сечения, на $483 - 456 = 27\text{ mm}$ от края этого сечения.

Наибольшее напряжение смятия грунта благодаря значительному уширению подошвы фундамента, несмотря на увеличение веса фундамента, будет меньше назначавшегося нами вначале; действительно из урavn. 153 находим

$$\sigma_{\text{max}} = 2 \cdot \frac{6\,500 + 15\,000}{2\,900^2} \approx 0,0051\text{ kg/mm}^2.$$

Примечание. В приведенном расчете мы считали будто сила H стремится только *сдвинуть* фундаментную плиту с своего места (т.е. предполагали будто плечо $h_{\text{пл}}$ равно нулю), в действительности, однако, это не так: сила H стремится ее *повернуть* так же, как и весь фундамент, и потому следовало бы подсчитать как размеры болтов, так и опорную площадь плиты, имея в виду это выворачивающее действие силы H . Если плечо силы H относительно опорной плоскости плиты значительно, то так обыкновенно и поступают и об этом будет указано ниже в статье о кранах на колонне; если же это плечо, как в данном случае, не велико, то влиянием момента $H \cdot h_{\text{пл}}$ без особенной погрешности можно пренебречь (см. также примечание к формуле 147 и ниже—вывод ур. 173, когда плитка повернута к стене).

46. Конструкция фермы кранов. Материалом для устройства фермы крана могут служить чугун, дерево и железо, при чем нередко применяется смешанная конструкция из нескольких материалов.

Чугун как материал для изготовления всей фермы крана обыкновенно применяется лишь в небольших кранах, в больших же кранах этот материал часто применяется для изготовления отдельных *частей* фермы крана (стойки крана на 140 *tn* на фиг. 23 табл. 50), для *щитов*—часто щиты ворота входят в состав фермы, как необходимая часть ее (фиг. 1 на табл. 29), для *колонн*, узловых и концевых *соединений стержней*, а затем из чугуна большею частью отливаются *части опор кранов*. В больших кранах чугун часто заменяют сталью. Чугунные части фермы крана соединяются между собою в одно целое помощью *шарниров*,—если требуется удобоподвижное соединение, или же путем *взаимной плотной приладки* частей и *свертки* их на болтах—если требуется соединение жесткое. Часто при этом болты заменяются заклепками, но тогда необходимо иметь это обстоятельство в виду при назначении размеров чугунных деталей—их надо делать жесткими, ребристыми и не слишком тонкими; чугунная ровная доска тоньше 22—25 *mm*. при постановке на ней заклепок легко дает трещину.

Дерево (дуб, сосна, бук) обыкновенно применяется для изготовления *временных кранов*, напр., при постройках, и также для *небольших постоянных кранов*, работающих в сухих, крытых помещениях.

Как материал для построения фермы крана, дерево покупается в виде *круглых бревен* и *квадратных* или *прямоугольных брусев*, длиною до 15 арш. (около 10 *mt*), а по особому заказу и до 21 арш. (15 *mt*); прямоугольные брусья обтесываются чаще всего с отношениями сторон 4 : 6 и 5 : 7, но нередко также встречаются отношения

5 : 8 и 1 : 2. Наращивание брусьев производится врубкой одного в другой, а соединение деревянных частей фермы крана между собою—на шпонках, врубкой их одна в другую, или помощью чугунных башмаков; в помощь врубке часто ставят еще шпонки, железные скобы, болты и также еще особые железные накладки и чугунные башмаки, немного врубаемые (для разгрузки болтов) в дерево и туго притягиваемые болтами.

Несколько примеров применения дерева для построения фермы крана (образование узлов, устройство опор) представлены в Атласе—фиг. 21, 25—30 на табл. 18—19; фиг. 26—33 на табл. 20—21; фиг. 2 и 5 на табл. 52 и фиг. 1—3 на табл. 53,

а общий тип деталей подобных скреплений желающие могут найти в 1-ой части Атласа деталей машин проф. А. Сидорова, IV издание, на табл. 48—60.

Для русского дерева по данным инж. Журавского при расчете врубок можно принимать напряжения (черт. 224):

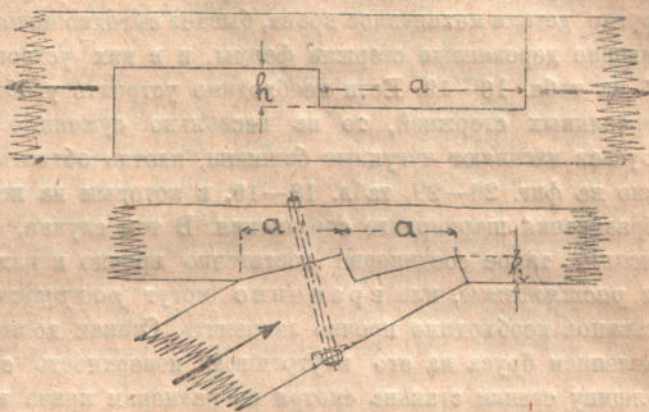
- 1) на смятие в торце, при глубине врубки $h \leq 25$, $h \leq 40$ мм,
 для сосны $D \leq 0,50$, $D \leq 0,40$ кг/мм²,
 „ дуба $D \leq 0,75$; $D \leq 0,60$ „ ;
- 2) на срез вдоль волокон, при длине врубки $a < 9h$,
 для сосны $S \leq 0,10$ кг/мм²,
 „ дуба $S' \leq 0,15$ „ .

Если длина врубки a больше девяти-кратной глубины врубки, то в расчет надо принять только длину $a = 9h$, так как опыты показали, что дальнейшее увеличение размера a не увеличивает прочности соединения и, следовательно, является совершенно бесполезным.

На основании этих данных при устройстве деревянных врубок следует делать глубину h врубки не более 25—40 мм, а длину ее a около 5—4 h , тогда мы получим равную крепость соединения как на смятие, так и на срез дерева. Если при расчете по сдвигающему усилию мы получаем размер $h > 25—40$ мм, то нужно устроить рядом 2 и более зуба (черт. 224), а отношение Σa к Σh сохранить то же, т.-е. от 5 до 4, смотря по глубине врубки. Если брусья в месте врубки для большей надежности стянуты болтами, то размеры этих болтов иногда вычисляют в предположении будто брусья держатся не врубкой, а только одним трением, возникающим при затяжке болтов. Если X —сила растягивающая брус, i —число болтов, $f \approx 0,5$ —коэффициент трения, возникающего в каждом стыке между соприкасающимися телами (чугунный башмак, железная скоба, брус), n —число мест соприкосновения, на которые передается полная затяжка болтов, то толщина болтов может быть определена из условия (d_1 —внут-

ренний диаметр нарезки) $n \cdot i \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot Z \cdot f \geq X$, где $Z \leq 3,6$ до 4 кг/мм².

Тот же расчет применяется и при установке на дереве, на болтах, чугунных башмаков или железных стягивающих скоб; при этом также глубину врубки не следует делать больше 25 или, в крайнем случае—40 мм. Расстояние между стягивающими



Черт. 224.

болтами надо назначать $l \geq 100 \text{ mm}$, а напряжение смятия дерева под болтами (поперек волокон) $D \leq 0,2 \text{ kg/mm}^2$. Железные полосы под болтами делают толщиной около 12—15 mm и в них допускают напряжение растяжения $Z \leq 6—7,5 \text{ kg/mm}^2$. Когда близь узлов фермы крана имеется в виду поставить направляющие блоки или какие-нибудь другие детали механизмов крана, бывает выгодно использовать чугунные башмаки, соединяющие деревянные стержни фермы, и в них устроить опоры для этих деталей (фиг. 25 на табл. 18—19. Если необходимо устроить удобоподвижное на шарнире соединение деревянных стержней, то на несколько суженные „на конус“ концы деревянных брусьев нагоняют чугунные башмаки, плотно обхватывающие концы брусьев, как показано на фиг. 26—29, табл. 18—19, к которым на конце или сбоку прилиты ушки для образования шарнирного соединения. В том случае, когда соединяемые брусья всегда сжаты, такое соединение достаточно прочно и надежно, но если брусья работают на растяжение, или временно могут разгружаться, то концы брусьев внутри стаканов необходимо прочно закрепить. Стакан должен быть достаточно прочен, иначе давлением бруса на его внутреннюю поверхность его может разорвать; обыкновенно толщину стенки стакана смотря по размерам крана назначают $\delta \approx 20—40 \text{ mm}$.

Железо является наиболее удобным и наиболее распространенным материалом для изготовления ферм кранов. Растягиваемые части фермы изготавливаются обыкновенно из плоского или из круглого железа, но нередко, в видах получения более жесткой фермы, они изготавливаются и из уголков, тавров, или легких швеллеров (коробчатое железо). Сжатые стержни раскосных ферм изготавливаются из уголков, из швеллерного, таврового и двутаврового железа, а иногда, особенно в более сложных кранах, из тех же профилей фасонного железа составляются более сложные формы поперечного сечения сжатых стержней. При образовании сложных форм поперечного сечения, обыкновенно применяемых в более крупных кранах, приходится иметь в виду стоимость и удобства соединения отдельных фасонных профилей в одно целое и затем соответствующее распределение их в целом сечении, чтобы получить возможно больший момент инерции сечения. В небольших, несложных фермах также сложные, составленные из полос, уголков и пр., поперечные сечения стержней применяются крайне редко (см. фиг. 1 на табл. 20—21), а обыкновенно применяют готовые профили, всегда имеющиеся в продаже. При решении вопроса о том, какой профиль, т.-е. готовый или же составной, выгодней для данного случая, кроме вопроса стоимости фермы (материалы, вес, рабочая сила) иногда приходится сообразоваться и с вопросом о сроке исполнения заказа и способах доставки фермы на место.

Листовое и полосовое железо, применяемое для построения ферм кранов, назначается толщиной $\delta \geq 5 \text{ mm}$ —для кранов работающих в закрытых сухих помещениях, и $\delta \geq 7—8 \text{ mm}$, для кранов, работающих на открытом воздухе или в сырых помещениях, так как под влиянием сырости железо сильно разъедается ржавчиной. Листы толще 12—14 mm применяются очень редко. Длина и ширина листов, прокатываемых заводами, весьма различна; более тонкие листы шириною до 800—950 mm прокатываются длиною до 8 m, более толстые—до 10—и даже 14 m, а листы более широкие обыкновенно имеются длиною около 3—6 m. Уголки, прокатываемые длиною нормально до 8 m, но по особому заказу и до 12 m, в сплошных фермах берут той же толщины или несколько толще листа— $\delta_1 = 1$ до 1,25 δ , в фермах же раскосных трудно дать какие-либо общие нормы, но больше ставятся уголки толщиной 6—14 mm, и редко толще. Двутавровое и швеллерное железо обыкновенно имеется в продаже длиною в 4—8 m, но по специальному заказу заводы могут прокатывать его длиною до 12—14 m. Закленки назначают обыкновенно толщиной $d \approx \sqrt{50 \cdot \delta} - 2 \text{ mm}$, при чем однако, вся толщина склепываемых предметов не должна быть более 2,5 до 4 d , в противном случае заклепки плохо будут стягивать листы и благодаря сильной вытяжке (при остывании) легко могут лопнуть. Расстояние t между заклепками назна-

чают не менее $2,5 d$ и не более $6 d$, и в крайнем случае до $8 d$. Если из расчета получается $t < 2,5 d$, то заклепки надо утолстить.

Когда груз подвешивается к ферме крана всегда в одной определенной точке, то стержни фермы могут быть выполнены *одиночными*, или же хотя и из двух элементов, напр., из двух швеллеров, но соединенных поперечными связями в одну общую систему (*укосина* крана на фиг. 5 и 6, табл. 25). Когда груз по крану перемещается в горизонтальном направлении, то все стержни, пересекаемые грузовым канатом или цепью, для свободного пропуска этих элементов необходимо сделать *двойными*: из двух *отдельных*, не связанных между собою по длине, уголков, из двух двутавровых или швеллерных балок и пр. Для большего удобства в таких случаях часто всю ферму делают двойною, но только одни стержни, где это возможно, соединяют для большей жесткости поперечными связями, а другие—оставляют не связанными. Первые при нагрузке работают как одно целое тело, а вторые—как два *самостоятельных* стержня, каждый на половинную силу; если стержни растягиваются, то тот или иной тип конструкции их не имеет никакого значения, но если такой двойной стержень сжимается, то при расчете поперечного сечения его необходимо знать, будут ли обе его половины соединены поперечными связями в одно целое, жесткое тело, или же каждая половина двойного стержня будет работать отдельно.

Если длина сжимаемых стержней фермы значительна, то они должны быть рассчитаны не на сжатие, а на продольный изгиб. Стержень рассчитывается на продольный изгиб, если существует соотношение между длиной l стержня и наименьшим размером d —диаметром сплошного круга, d_n —наружным диаметром пустотелого круглого сечения с небольшой толщиной стенки, или a —меньшею стороною прямоугольника, опасного поперечного сечения стержня (на середине длины, считая концы свободными):

при форме сечения:

			
для железа	$l \geq 17 d$,	$l \geq 24 d_n$,	$l \geq 20 a$,
„ стали	$l \geq 15 d$,	$l \geq 21 d_n$,	$l \geq 17 a$,
„ чугуна	$l \geq 12 d$,	$l \geq 17 d_n$,	$l \geq 14 a$,
„ дерева	$l \geq 11 d$,	—	$l \geq 13 a$.

Для расчета стержней фермы на продольный изгиб мы имеем формулу Эйлера (Euler) (концы стержня принимаются свободными):

$$n \cdot P \leq \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J}{l^2} \dots \dots \dots (156),$$

или формулу Навье (Navier):

$$\frac{P}{F} \leq \frac{D}{1 + \alpha \left(\frac{l}{r_m} \right)^2} \dots \dots \dots (157).$$

В этих формулах обозначают:

P —силу, сжимающую стержень;

F —площадь опасного сечения стержня (на середине длины);

J_m —наименьший экваториальный момент инерции этого сечения;

$r_m = \sqrt{\frac{J_m}{F}}$ —наименьший радиус инерции этого сечения;

—длину стержня;

D —допускаемое напряжение стержня на сжатие;
 E —модуль упругости материала стержня, равный:

для дерева	$E = 1\,000\text{ кг/мм}^2$,
„ чугуна	$E = 10\,000$ „
„ железа	$E = 20\,000$ „

n —коэф-т надежности, принимаемый обыкновенно:

для дерева	$n \geq 10$,
„ чугуна	$n \geq 8$,
„ железа	$n \geq 5$;

α —постоянное, определенное из опытов, зависящее от способа заделки концов стержня, от материала бруса и от отношения $l:r$; обыкновенно в расчетах ферм принимают:

для дерева	$\alpha = 0,0002$,
„ чугуна	$\alpha = 0,0003$,
„ железа и стали	$\alpha = 0,00005 - 0,0001$.

Когда стержень испытывает только сжатие силою P , то расчет можно вести по любой из этих формул; в одном случае мы в расчет вводим степень надежности (n в ур. 156), а в другом—напряжение материала (D в ур. 157) в опасном сечении стержня*). Встречаются однако случаи, когда стержень одновременно сжимается силою P и сгибается моментом M (в середине стержня), тогда уже формула Эйлера не применима, а можно пользоваться только формулой Навье или другими ей подобными, в которые входят напряжение, получающееся от действия силы P . При совместном действии силы P и момента M мы должны иметь соотношение:

$$D \geq \frac{M}{W} + \frac{P}{F} \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{l}{r} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (158),$$

в котором сохранены указанные выше обозначения и кроме того еще принято

$$W = \frac{J}{e} \text{—модуль сопротивления опасного сечения и } r = \sqrt{\frac{J}{F}} \text{—радиус инерции опас-}$$

ного сечения стержня, но не наименьший, а по отношению к оси, перпендикулярной к плоскости, в которой действует сгибающий момент M .

При подсчете размеров стержней фермы крана вообще можно принимать те же напряжения (см. табл. 21), которые обычно приняты для соответствующих материалов. В небольших кранах напряжения сжатия и растяжения для железа редко берут выше 8 кг/мм^2 , в кранах же на большой груз и большой высоты или большого вылета известные германские заводы обыкновенно назначают значительно большие напряжения и притом различные—смотря по способу нагружения фермы крана, именно:

$Z=D$ —от 8 до $11,5\text{ кг/мм}^2$ —при нагруженном кране (собственный вес, груз и сила инерции) и небольшом только давлении ветра—около 25 до 75 кг/мм^2

$Z=D$ —от 10 до $12,5\text{ кг/мм}^2$ —при ненагруженном кране (только собственный вес фермы) и наибольшем возможном давлении ветра на ферму—около 200— 250 кг/мм^2 .

Размеры стержней крана должны удовлетворять как тому, так и другому способу нагрузки фермы, и ни при одном из них напряжения материала в стержнях не должны превосходить назначенных норм.

*) Иногда при заказе ставится требование, чтобы было удовлетворено ур. 157 и чтобы сверх того, при проверке стержня по ур. 156, коэф-т надежности n был не ниже определенной величины.

Таблица 20.

Радиус инерции $r = \sqrt{J : F}$ (см. ур. 157 и 158) для некоторых профилей поперечного сечения.

Профиль поперечного сечения	Размеры поперечного сечения	r_{min} (ур. 157).	$r_{серт.}$
	мм	мм	мм
Двутавровое сечение по нормальному русскому сортаменту	200	18	80
	$h = 300$	24	117
	400	30	157
	100	15	39
Корытообразное сечение по нормальному русскому сортаменту	$h = 200$	22	77
	300	29	116
	50×50×5	10	15
	" " 9	11	15
Угловое равнобокое сечение по нормальному русскому сортаменту	75×75×8	15	23
	" " 12	14	22
	100×100×9	19	30
	" " 16	19	30
Прямоугольное сплошное сечение	ширина a , высота h	0,29. a	0,29. h
Квадратное сплошное сечение	сторона квадр. a	0,29. a	
Круглое сплошное сечение	диаметр d	0,25. d	
Круглое пустотелое сечение ($d_{вн.} = c . d_{нар.}$)	$c = \frac{1}{3}$	0,27. $d_{нар.}$	
	$\frac{1}{2}$	0,28. $d_{нар.}$	
	$\frac{3}{4}$	0,31. $d_{нар.}$	
	$\frac{9}{10}$	0,34. $d_{нар.}$	

Примечания. 1) Радиусы инерции вычислены относительно осей, проходящих через центр тяжести сечения, но при этом для r_{min} взят наименьший момент инерции сечения J_{min} , а для $r_{серт.}$ — момент инерции сечения, соответствующий поперечному изгибу в вертикальной плоскости

2) Все размеры округлены до ближайшего миллиметра.

3) Для c — произвольного получается $r_{min} = 0,25 d_{нар.} \sqrt{1 + c^2}$.

Таблица 21.

Допускаемые напряжения в стержнях ферм кранов, выраженные в килограммах на 1 кв. миллиметр.

МАТЕРИАЛ	На растяжение $Z \leq$	На сжатие $D \leq$	На срезывание $S \leq$
Сосна (вдоль волокон)	0,4—0,6	0,4—0,6	0,10
Дуб	0,6—0,8	0,6—0,8	0,15—0,20
Чугун	1—2—(3)	4—8	—
Железо листовое	6—10	6—8	4—6
" фасонное мелкое	6—10	6—10	4—6
" " крупное	6—8	6—8	4—6
" в заклепках	—	7—10	5—8

Указанные основные допускаемые напряжения материала фактически можно допустить лишь для тех стержней, которые подвергаются только одному растяжению или сжатию (где действующее по стержню усилие не меняет своего знака). Если же некоторые стержни фермы испытывают попеременно сжатие и растяжение, то допускаемое напряжение этих именно стержней, против всех остальных, необходимо понизить, так как подобная перемена нагрузки очень вредно отражается на прочности материала и потому скорее возможно разрушение этих стержней.

Назовем R_0 и R_d — основное и действительно допускаемое для сжато-вытянутых стержней напряжение, P_{min} и P_{max} — наименьшее и наибольшее разномынные усилия, которым подвергается такой стержень фермы, тогда по Вейрауху (Weyrauch) для них можно принять напряжение *):

$$R_d \leq R_0 \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{P_{min}}{P_{max}} \right) \dots \dots \dots (159).$$

Таблица 22.

Площади поперечного сечения заклепок и сопротивление их одиночному срезыванию.

Диаметр заклепки	Площадь сечения	Напряжение срезыванию S заклепки в kg/mm^2						
		5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
d	$\frac{\pi d^2}{4}$							
<i>mm</i>	<i>mm^2</i>	К	и	л	о	г	р	а
14	154	770	848	924	1 001	1 078	1 155	1 232
15	177	885	973	1 062	1 150	1 239	1 327	1 416
16	201	1 005	1 115	1 206	1 306	1 407	1 507	1 608
18	254	1 270	1 397	1 524	1 651	1 778	1 850	1 932
20	314	1 570	1 727	1 884	2 041	2 198	2 350	2 512
22	380	1 900	2 090	2 280	2 470	2 660	2 850	3 040
24	452	2 260	2 486	2 712	2 938	3 164	3 390	3 616

Заклепочные соединения также легко сдают, если они нагружаются попеременно в ту и в другую сторону, поэтому заклепки в концевых креплениях сжато-вытянутых стержней рассчитываются при значительно, примерно 20—30 %, пониженном напряжении их на срезывание. Если заклепочное соединение сверх того испытывает толчки и сотрясения, что бывает в передвижных кранах с быстрыми движениями, то заклепки рекомендуется частью (или даже все) заменить коническими, плотно пригнанными (призонными) болтами.

Пример 1. Деревянный прямоугольный брус сжимается силой $P=T=200\text{ kg}$ и, кроме того нагружен в середине сгибающей его силой $Q=1\,000\text{ kg}$. Длина стержня $l=2\,800\text{ mm}$; напряжение материала бруса $D \geq 0,5\text{ kg/mm}^2$.

Предположим, что отношение сторон прямоугольного поперечного сечения бруса $a:h=1:2$, тогда для этого сечения будем иметь $J_{min}=\frac{1}{12} \cdot a^2 h^3 = \frac{1}{6} a^4$.

Найдем, пользуясь формулой Эйлера (ур. 156)), необходимую величину наименьшего момента инерции (имея в виду, что брус, кроме продольного изгиба, испытывает еще поперечный изгиб, примем коэф-т надежности n в этом уравнении, равным 12) и на основании его вычислим наименьшую возможную ширину a нашего бруса.

*) Некоторые американские инженеры, сохраняя общий вид формулы Вейрауха, предлагают, в ней коэф-т $\frac{1}{2}$ вместо $\frac{1}{3}$, а в Швейцарии принимают этот коэф-т только $\frac{1}{5}$.

Вычисляем (ур. 156):

$$J_{\min} \geq \frac{12.7 \cdot 200.2 \cdot 800^2}{3,14^2 \cdot 1.000} \approx 678 \, 000 \, 000 \, \text{mm}^4,$$

ледовательно, $\frac{1}{6} \cdot a^4 \geq 678 \, 000 \, 000$ и $a \geq 142 \, \text{mm}$.

Пазначим размеры бруса $a = 150 \, \text{mm}$ и $h = 300 \, \text{mm}$ и произведем проверку прочности бруса по ур. 158, при чем из таблицы 20 находим предварительно $r_{\text{верт.}} = 0,29 \cdot 300 = 87 \, \text{mm}$.

Вычисляем (ур. 158):

$$\sigma = \frac{1 \, 000.2 \cdot 840.6}{4.150.300^2} + \frac{7 \, 200}{150.300} \cdot \left(1 + \frac{2.2 \cdot 800^2}{10 \, 000.87^2}\right) \approx 0,51 \, \text{kg/mm}^2.$$

Оказывается, что выбранные размеры бруса ($150 \times 300 \, \text{mm}$), „почти“ удовлетворяют поставленному требованию—полное напряжение материала его от совместного действия поперечного и продольного (в той же плоскости) изгиба только на $0,01 \, \text{kg/mm}^2$ больше назначенного в задании. Такой излишек не имеет никакого значения и потому избранные размеры можно считать достаточными; если, однако, поставленное требование должно быть удовлетворено „в точности“, то необходимо размеры бруса немного увеличить—можно, напр., взять балку $31/2 \times 7$ вершк., т.-е. $156 \times 312 \, \text{mm}$, и если для этой последней балки проделать вторую проверку по ур. 158, то мы найдем $\sigma < 0,5 \, \text{kg/mm}^2$.

Пример 2. Железный стержень фермы крана нагружается силами: 1) если кран не работает и действует полное давление ветра, то $P_s = +19 \, 800 \, \text{kg}$; 2) если кран нагружен наибольшим рабочим грузом и в это время действует небольшое давление ветра, то $P_{sp} = -10 \, 500 \, \text{kg}$, и 3) если кран при полном отсутствии ветра нагружен рабочим грузом, то $P_{np} = -12 \, 000 \, \text{kg}$. Длина стержня (теоретическая) между узлами $l = 3 \, 030 \, \text{mm}$; „основные“ напряжения материала при расчете всей фермы допущены—для первого и третьего случая нагрузки $Z_0' = D_0' = 12 \, \text{kg/mm}^2$, а для второго случая нагрузки $Z_0'' = D_0'' = 10 \, \text{kg/mm}^2$; поперечное сечение стержня ослабляется (при расчете на растяжение) одной заклепкой диам. $24 \, \text{mm}$.

Так как рассчитываемый стержень является сжато-вытянутым, то по формуле Вейсбаха (ур. 159) находим допускаемые напряжения для этого именно стержня: для 1-го и 3-го случая нагрузки крана:

$$Z_d' = D_d' = 12 \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{10 \, 500}{19 \, 800}\right) = 12,0,74 \approx 8,8 \, \text{kg/mm}^2;$$

для 2-го случая нагрузки крана:

$$Z_d'' = D_d'' = 10 \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{10 \, 500}{19 \, 800}\right) \approx 7,4 \, \text{kg/mm}^2.$$

Расчет стержня начинаем с подсчета наименьшей площади для первого случая нагрузки стержня, когда стержень работает на растяжение:

$$F_{\min} \geq \frac{19 \, 800}{8,8} \approx 2 \, 250 \, \text{mm}^2.$$

Имея в виду продольный изгиб стержня под действием сжимающей его силы и считаясь с ослаблением поперечного сечения заклепкой, принимаем сечение, составленное из двух равноугольных уголков $80 \times 80 \times 9 \, \text{mm}$, расставленных один от другого на $8 \, \text{mm}$. Для этого сечения имеем $F = 2 \, 740 \, \text{mm}^2$ —на сжатие и $F' = 2 \, 740 - 2.24.9 = 2 \, 308 \, \text{mm}^2$ (считано ослабление 2-мя заклепками, по одной на каждый уголок); $J_{\min} = 2.798 \, 000 = 1 \, 596 \, 000 \, \text{mm}^4$; $r_{\min}^2 = 1 \, 596 \, 000 : 2 \, 740 = 583$ и $r_{\min} = 24 \, \text{mm}$.

Вставим теперь величину $r_{\min} = 24 \, \text{mm}$ (которую также можно было взять приблизительно по таблице 20) в ур. 157 и вычислим, какая площадь необходима из расчета бруса на продольный изгиб; находим:

для 2-го случая нагружения (ур. 157):

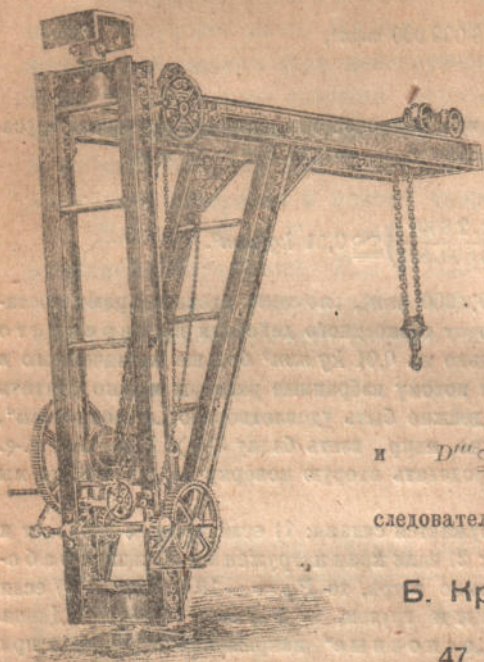
$$F'' \geq \frac{10 \, 500}{7,4} \cdot \left(1 + 0,0001 \cdot \frac{3 \, 030^2}{24^2}\right) \approx 1 \, 420.2,6 \approx 3 \, 700 \, \text{mm}^2,$$

для 3-го случая нагружения (ур. 157):

$$F''' \geq \frac{12 \, 000}{8,8} \cdot \left(1 + 0,0001 \cdot \frac{3 \, 030^2}{24^2}\right) \approx 1 \, 363.2,6 \approx 3 \, 540 \, \text{mm}^2.$$

По таблице нормальных профилей углового железа находим подходящие профили:

2 уголка	$90 \times 90 \times 11 \, \text{mm}$	— площадь =	$3 \, 744 \, \text{mm}^2$,
2 „	$100 \times 100 \times 9 \, \text{mm}$	— „	$= 3 \, 472 \, \text{mm}^2$.



Черт. 225. Кран на 3—5—7 tn завода Tangue. Вылет 4,6 m, высота подъема 3 m, вес 3—4—5 tn.

усилие H крана. Большею частью такой внешней опорой для крана служит стена, колонна, потолочное перекрытие здания, внутри или вблизи которого кран стоит, или же машина, которую этот кран обслуживает, стойка лесов (на постройках), и т. д.

Краны этого типа по конструкции фермы крана можно разделить на следующие основные группы:

- 1) краны с поперечиной и поддерживающей ее укосиной (черт. 225), называемые часто *литейными*;
- 2) краны с поперечиной и тягой (черт. 226);
- 3) краны с укосиной и тягой (черт. 227), называемые часто *магазинными*;
- 4) краны со сплошной фермой (черт. 228), и
- 5) краны со сложной раскосной фермой (черт. 229), — при чем краны первых трех групп, как более дешевые, строятся наиболее часто, краны же двух последних групп обходятся дороже и потому строятся в особенных случаях — на большой груз, при большом вылете, и когда нельзя занимать место под краном и постановка укосины не желательна.

Кроме представленных на черт. 225—227 основных типов первых трех групп кранов с внешней верхней

Останавливаемся в виде пробы на втором из этих профилей, т. е. $100 \times 100 \times 9$ mm, площадь поперечного сечения которого несколько меньше вычисленной нами величины, так как недостаток этот покрывается значительно большим радиусом инерции этого сечения; в избранном нами сечении $r_{min} = 30$ mm (см. таблица 20) вместо принятого выше $r_{min} = 24$ mm. Если сделать проверку напряжений при 2-м и 3-м случаях, то мы получим:

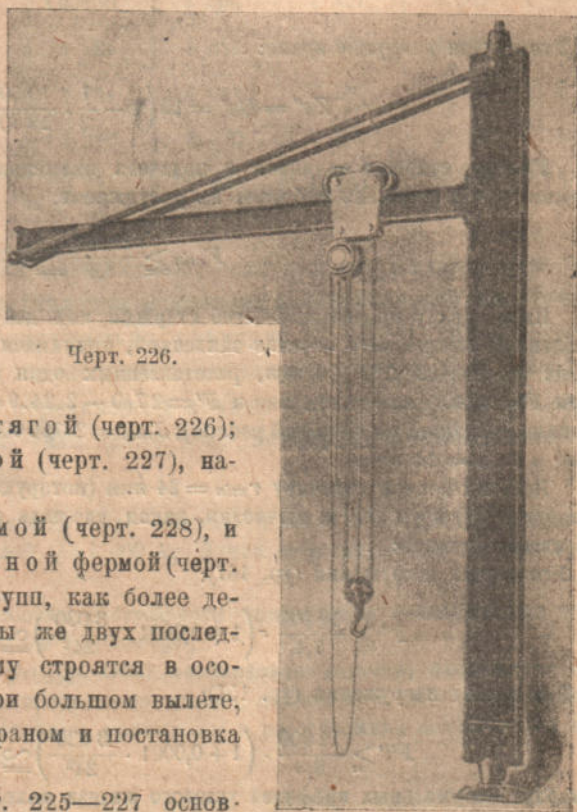
$$D'' \approx \frac{10\,500}{3\,472} \cdot 2,02 \approx 6,2 \text{ kg/mm}^2, \text{ вместо назначенных } 7,4,$$

$$\text{и } D''' \approx \frac{12\,000}{3\,472} \cdot 2,02 \approx 7,0 \text{ kg/mm}^2, \text{ вместо назначенных } 8,8,$$

следовательно, избранное нами сечение назначено правильно.

Б. Краны с внешней верхней опорой.

47. **Общее описание кранов с внешней верхней опорой** Краны с внешней верхней опорой не устойчивы сами по себе и потому верхняя опора их должна быть прикреплена к какому-нибудь предмету вне крана, который воспринимает на себя опорное опрокидывающее



Черт. 226.

опорой имеется еще целый ряд кранов, которые однако все могут быть отнесены к этим же группам, при чем на них можно смотреть как на конструктивное развитие первого „основного“ типа каждой группы.

Краны первой группы (черт. 230).

В видах укрепления укосины, придания ей большей жесткости, иногда ставят добавочный стержень, представленный на схеме 1-й пунктиром. Укосина на схеме 1-й занимает много места, поэтому ее часто де-

лают ломанной из двух частей и в точке перелома ее вводят в систему еще один стержень, как показано в схеме 2-й, который работает на сжатие. Если вылет крана значительный, то при установке тележки крана над серединой поперечины¹⁾, последняя будет подвергаться очень сильному изгибу, поэтому выгодно продолжить нижний стержень ломанной укосины до поперечины, как показано на схеме 3-й, тогда при положении груза вне верхнего конца сложной укосины последняя будет работать аналогично схеме 2-й, а при положении его на середине поперечины—как на схеме 1-й. Если груз не передвигается по поперечине на тележке, а всегда подвешивается только на конце ее, то нет необходимости расплюгивать поперечину горизонтально; можно положить поперечину наклонно, как представлено на схеме 4-й, и таким образом получить возможность поднимать груз на большую высоту.



Черт. 227.

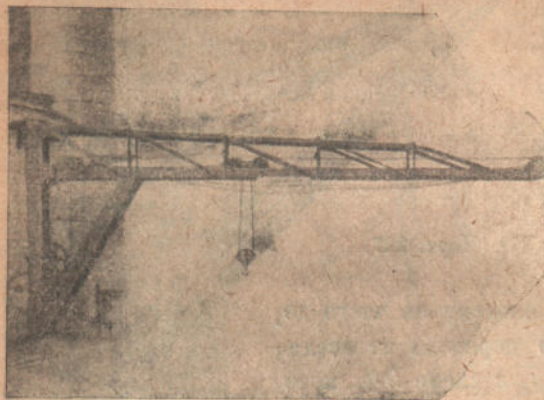


Черт. 228. Кран на 5 *tn* завода Flohr.
Вылет 5,5 *mt*, высота подъема 5,5 *mt*.

Краны второй группы (черт. 231). Поперечина крана, представленного на схеме 1-й, помимо сжатия испытывает еще очень сильный изгиб, поэтому при значительном вылете поперечину поддерживают двумя или более тягами, как показано на схеме 2-й. В кранах, представленных на схемах 1-й и 2-й стойка крана испытывает очень сильный изгиб, поэтому часто приподнимают нижнюю опору от земли (прикрепляют ее к стене или колонне здания), как показано на схеме 3-й, или, если этого по местным условиям сделать нельзя, укрепляют стойку, продолжив поперечину по другую сторону стойки и протянув к этому концу две тяги, как представлено на схеме 4-й.

¹⁾ Тележка на схемах условно представлена кружком.

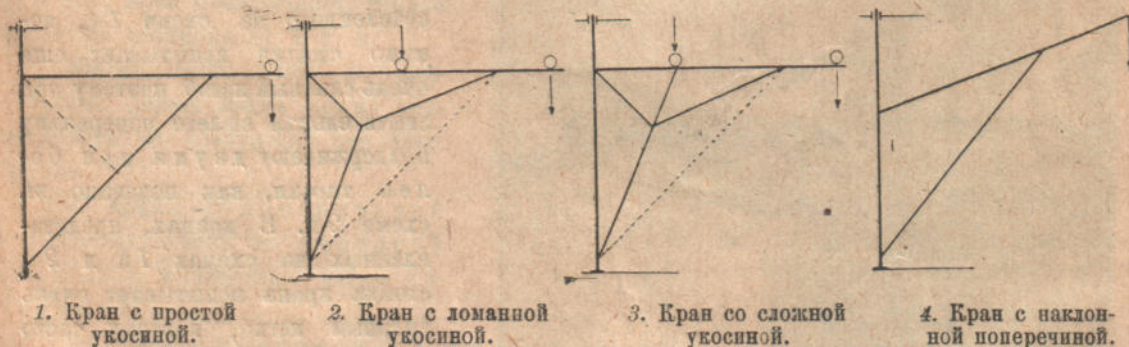
Краны третьей группы (черт. 232). Тягу, поддерживающую укосину, не всегда проводят к центру направляющего блока для грузовой цепи; часто ее прикрепляют к укосине выше или ниже этого блока, как показано на схеме 1-й пунктиром— укосина кроме сжатия в том и другом случае будет испытывать еще изгиб. С целью выгадать место в этом типе кранов также часто устраивают ломаную укосину, как показано на схеме 2-й, а иногда выполняют ее изогнутою, как показано на схеме 3-й или, в применении к очень легким, небольшим кранам, — на схеме 4-й.



Черт. 229. Кран на 3 tn завода *Piechatsck*. Вылет крана 10 mt; высота крана 5 mt.

Когда требуется, чтобы груз по крану мог передвигаться (в горизонтальном направлении), то ставят краны 1-й или 2-й группы, т. е. с поперечиной, если же груз своего положения на кране не меняет, то преимущественно ставят краны с укосиной

и тягами. Передвижение груза достигается подвешиванием его к особой тележке, которая в небольших кранах передвигается непосредственно тягой рабочего за крюк. В больших кранах, когда уже рабочему трудно преодолеть сопротивление передвижения тележки, а также в кранах, где требуется большая точность движения груза (напр. в литейных— подъем и опускание опок и моделей при формовке), тележка передвигается помощью специального механизма, обыкновенно не связанного с подъемным воротом. Вращение кранов этого типа большею частью производится прямо от руки— для этого к концу поперечины или укосины прикрепляют цепочку, за которую рабочий и оттягивает кран в сторону (фиг. 21 на табл. 22—23), и лишь в тяжелых кранах и для



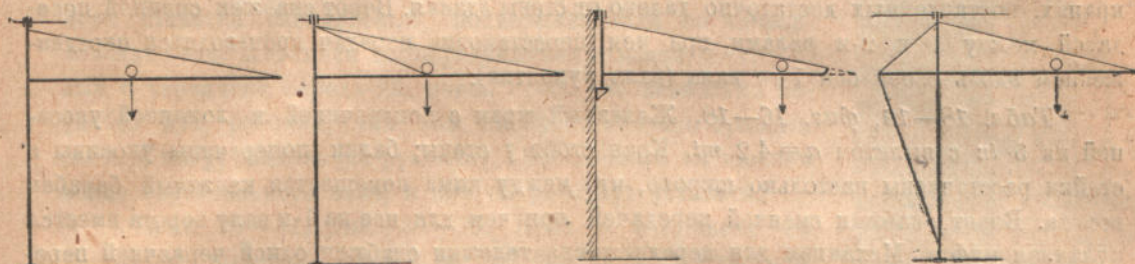
Черт. 230.

этого движения приходится ставить специальный механизм. Так как конструкция фермы и механизмов ручных кранов очень проста и большею частью уже достаточно ясна из чертежа, то в нижеследующем описании кранов, помещенных на таблицах атласа, мы более подробно будем останавливаться лишь на особенностях устройства их фермы или отдельных частей механизмов.

Табл. 17, фиг. 1—10. Железный кран с поперечиной и ломанной укосиной на 7,5 tn с вылетом $a = 4,28$ mt. Верхняя опора крана прикреплена к балкам потолочного покрытия; все стержни выполнены двойными и при этом стойка и нижняя часть укосины снабжены для жесткости поперечными связями. Ворот, поставленный на стойке,

¹⁾ На схеме 3-й поперечина несколько укорочена и загнута вверх, как это часто делается в небольших кранах.

для под'ема небольших грузов, снабжен сменной передачей; для нее на втором валу ворота имеется кулачная раздвижная муфта (фиг. 10). Тормаз—автоматический, типа *Вестона* (см. стр. 126), но действующий *только в одну сторону*; щиты ворота чугунные. Механизм для передвижения тележки укреплен на укосине: небольшая передача от вала рукоятки к валу звездочки, которую огибает калиброванная цепь, прикрепленная двумя своими концами к тележке (фиг. 1 и 3). Так как эта цепь на своем пути (см. фиг. 1) пересекает грузовую цепь, то конструктор оказался вынужденным отнести всю плоскость движения ее в сторону от средней плоскости крана



1. Кран с тягой.

2. Кран с двумя тугами.

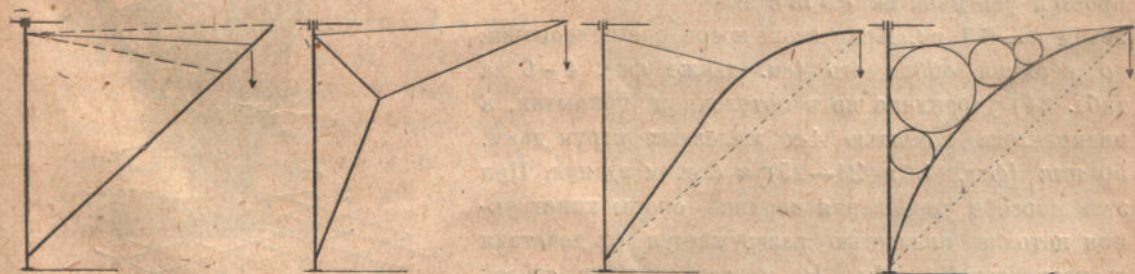
3. Кран с укороченной стойкой.

4. Кран с тремя тугами.

Черт. 231.

(см. фиг. 3) примерно на 120 *mm*. Благодаря этому тележка при своем передвижении по поперечине всегда будет иметь стремление перекашиваться, ибо сумма всех сопротивлений движения тележки, в виду симметричного устройства ее, всегда будет действовать по средней плоскости крана, сила же тяги приложена к тележке с эксцентрицитетом в 120 *mm*—результатом этого явится постоянное прижатие реборд колес тележки к краю поперечины и потому большее сопротивление движению. Кран назначен для литейной, а между тем ворот снабжен звездочкой и калиброванной цепью; это также не совсем рационально (см. стр. 59), и может быть объяснено только желанием возможно удешевить ворот крана.

Табл. 17, фиг. 15—17 и 18. Схемы устройства передачи движения к кранам от привода,—на фиг. 15—17 показано присоединение крана к валу привода через нижнюю опору крана, а на фиг. 18, наоборот, через верхнюю опору. В том и другом случае



1. Кран с простой укосиной.

2. Кран с ломанной укосиной.

3. Кран с изогнутой укосиной.

4. Кран на небольшие грузы с изогнутой укосиной.

Черт. 232.

остановка и передача движения в обе стороны (под'ем и опускание) достигаются помощью конических шестерен и кулачных муфт. В настоящее время приведение в действие крана от привода можно увидеть лишь в старых устройствах; для нового крана такой способ рекомендовать нельзя, так как он очень невыгоден—*малая мощность, низкий коэф-т полезного действия и сильное изнашивание*.

Табл. 18—19, фиг. 1—12. Железный кран с поперечиной и сложной укосиной на 7,5 *tn* с вылетом $a=4m$. Балки поперечины и укосины этого крана поставлены

очень близко одна к другой, а стойка склепана в одно целое. Особенностью ворота крана, снабженного барабаном для цепи, является сложная конструкция его щитов (фиг. 6—7), обусловленная большой длиной барабана и желанием конструктора прикрепить эти щиты непосредственно к очень узкой стойке крана. Цепь, ведущая тележку, тянет за нее вполне центрально, так как она проведена по направляющим блокам и по 2-м ведущим блокам в виде бесконечной нити с двумя параллельными петлями (фиг. 1 и 3). Устроенный в этом кране механизм передвижения тележки и установка вертикального вала этой передачи на задней поверхности стойки возможен только в кранах, поставленных достаточно далеко от стены здания. Ворот снабжен сменной передачей между 1 и 2-м валами, при чем перестановка передач производится передвижением вдоль своей оси 1-го вала (вала рукоятки).

Табл. 18—19, фиг. 16—18. Железный кран с поперечиной и ломанной укосиной на 5 *tn* с вылетом $a = 4,2 \text{ m}$. Кран стоит у стены; балки поперечины укосины и стойки расставлены настолько широко, что между ними помещается канатный барабан ворота. Ворот снабжен сменной передачей, при чем для нее на 1-м валу ворота имеется кулачковая муфта. Механизм для передвижения тележки снабжен одной червячной передачей; цепь тянет за тележку эксцентрично. Как на особенность крана, можно указать на полное отсутствие щитов—все три вала при помощи простых чугунных подшипников (фиг. 15—16, табл. 40) укреплены непосредственно в стойке крана.

Табл. 18—19, фиг. 21.

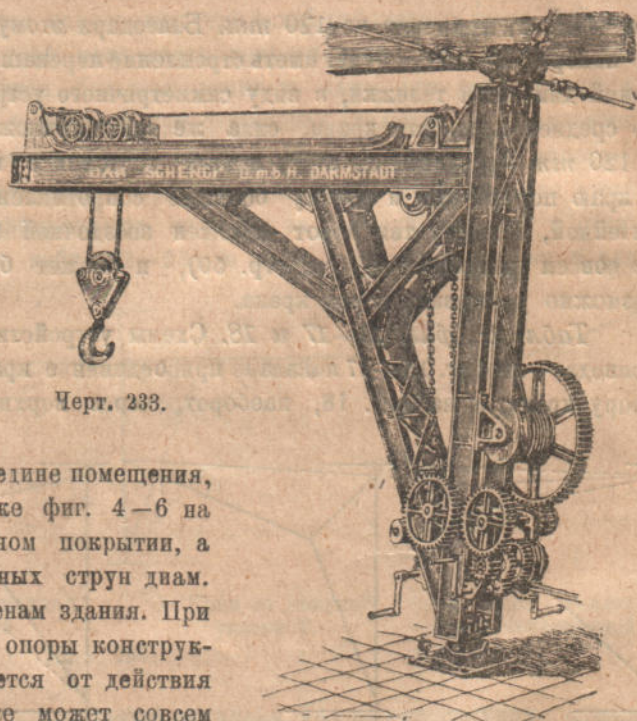
Кран о 3-х тягах на 5 *tn* с вылетом $a = 4,1 \text{ m}$, с деревянной стойкой (355×355 мм.) и деревянной поперечиной (2 бруса по 310×175 мм.). Концевые соединения брусьев устроены при помощи чугунных коробок и железных накладок, связанных болтами.

Табл. 20—21, фиг. 1—25.

Клепанный из железных полос и уголков кран с поперечиной и простой укосиной на 7,5 *tn* с вы-

летом $a = 6,1 \text{ m}$. Кран стоит посредине помещения, но верхняя опора его (см. также фиг. 4—6 на табл. 24) укреплена не в потолочном покрытии, а прикреплена помощью 4-х железных струн диам. 50 *mm* (фиг. 1 и 24—25) к стенам здания. При этом способе укрепления верхней опоры конструкция потолка полностью разгружается от действия горизонтальной силы H и даже может совсем отсутствовать. Чтобы кран в работе, благодаря вы-

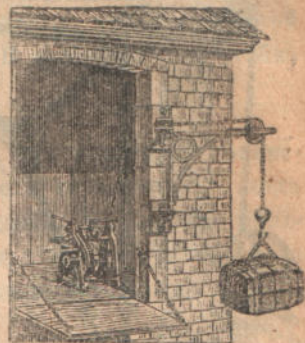
тяжке струн, не слишком наклонялся, их рассчитывают каждую на всю силу H при напряжении $Z \leq 2-3 \text{ kg/mm}^2$; иногда для той же цели комбинируют оба способа закрепления верхней опоры крана, т.-е кладут специально для крана 1—2 потолочные балки, к которым привертывают верхнюю опору крана, и сверх того к этой же опоре протягивают еще несколько струн (черт. 233). Ворот крана, с цепным барабаном, не снабжен сменной передачей, но рукоятки с первого вала могут быть переставлены на 2-ой вал и тогда передаточное число вместо $i = 7,7 = 49$ будет $i_2 = 7$. Барабан ворота не умещается между балками стойки, но щиты ворота не искривлены, как было ранее описано (фиг. 1—12 на табл. 18—19), а взамен того уширено основание для



Черт. 233.

установки ворота, с нормальными прямыми щитами, — к стойке крана приклепан железный лист толщиной 15 *mm*.

Во всех ранее описанных кранах направляющие блоки для грузового каната или цепи и колеса тележки были посажены на общих осях; в настоящем кране направляющие блоки опущены ниже (фиг. 15—16)—настолько, чтобы свободно провисающая тяговая цепь тележки, расположенная в этом кране по средней оси крана, не задевала за грузовую цепь (фиг. 1—2); часто на тележке для свободно провисающей ветви тяговой цепи ставится специальный, поддерживающий ее направляющий блок. Механизм для передвижения тележки, построенный с червячной передачей, очень прост, но несколько неудобен для рабочих, так как им будет неловко вращать (из-под низу) маховичок-рукоятку, посаженный на нижнем конце вертикального вала, и они скоро будут уставать.



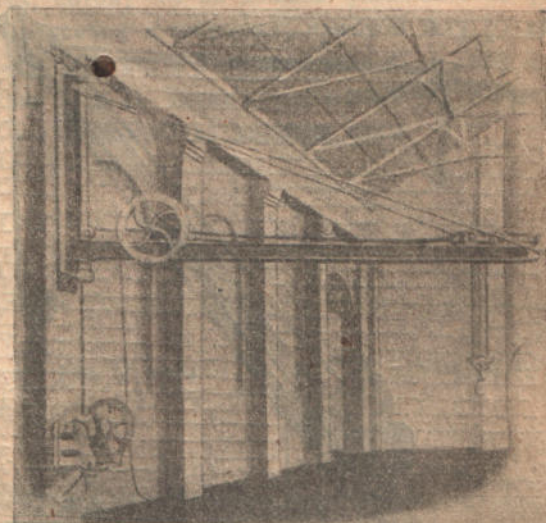
Черт. 234.

Табл. 20—21, фиг. 26—33. Кран о 3-х тягах на 15 *tn* с вылетом $a = 6,2 \text{ m}$ с деревянной стойкой (450×450 *mm*) и железной поперечиной (2 двутавровые балки высотой 400 *mm*). Скрепления верхнего шипа и нижней пяты со стойкой показаны на фиг. 33 и 31; конструкция ворота показана на фиг. 29—31. Ворот, снабженный звездочкой для калиброванной цепи, не имеет сменной передачи, но рукоятки можно перенести на 2-ой вал; груз привешен к тележке и далее к звездочке при посредстве 6-кратного полиспаста. Передаточные числа ворота: при двойной передаче — $i = \frac{123}{15} \cdot \frac{87}{15} \approx 47$; при одной (второй) передаче — $i_2 = \frac{87}{15} \approx 6$. Коэфт пол. действия подъемного механизма, благодаря полиспасту, очень низок, приблизительно около $\eta = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,78 \approx 0,63$.

Табл. 22—23, фиг. 1—10. Магазинный кран на 1 *tn*, с вылетом $a = 3 \text{ m}$, с изогнутой укосиной, укрепленной несколькими раскосами. Кран отличается легкостью и формой фермы, а также простотой конструкции ворота—железные щиты, червячная передача.

Табл. 22—23, фиг. 21—32. Железный кран с поперечиной и простой укосиной на 2 *tn*, с вылетом $a = 5 \text{ m}$. В отличие от всех выше описанных кранов, ворот в этом кране прикреплен к укосине, а не к стойке, которая выполнена из круглого железа диам. 60 *mm*.

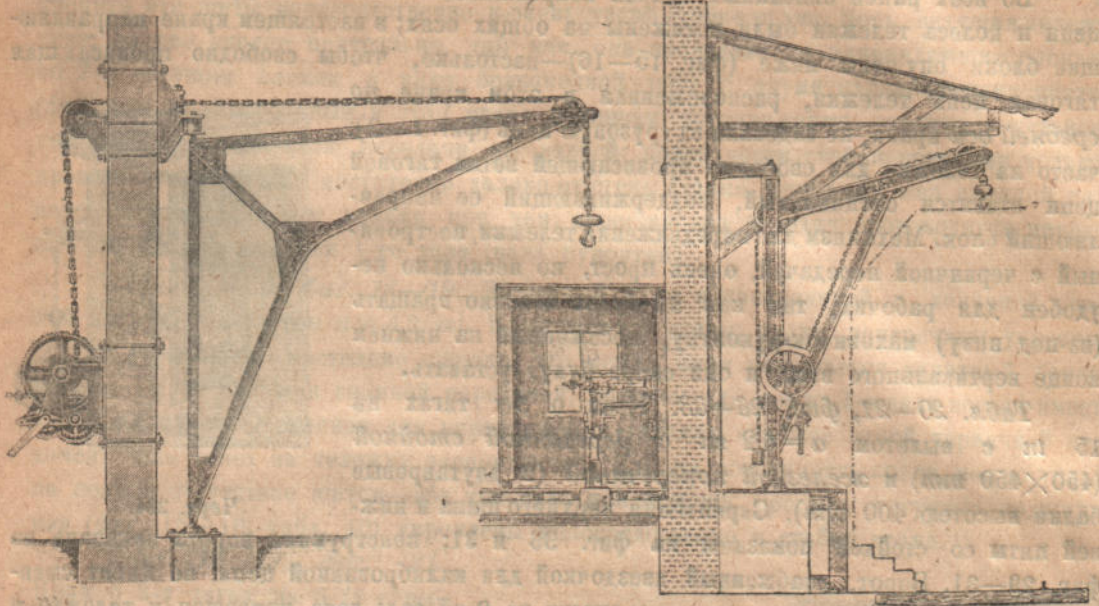
Табл. 22—23, фиг. 16—18. Железный кран о 3-х тягах. Кран изготовлен в железнодорожных мастерских; стойка и поперечина в нем сделаны из старых рельсов. Интересен способ закрепления верхней опоры крана—одновременно к станине мотала—помощью небольшой фермы, склепанной из уголков (фиг. 17), и к стенам здания—помощью 3-х железных струн. К крюку легкой тележки или „кошки“ на поперечине крана привешивается какой-нибудь подъемный блок.



Черт. 235. Кран на 1—2—3 *tn* завода Appleby. Вылет 5,5 *m*, высота подъема 3,6 *m*, вес 2—3—3,5 *tn*.

Табл. 22—23, фиг. 11—15, фиг. 33 и фиг. 36. Легкие магазинные краны на небольшие грузы и незначительный вылет. В таких кранах ворот очень часто ставят

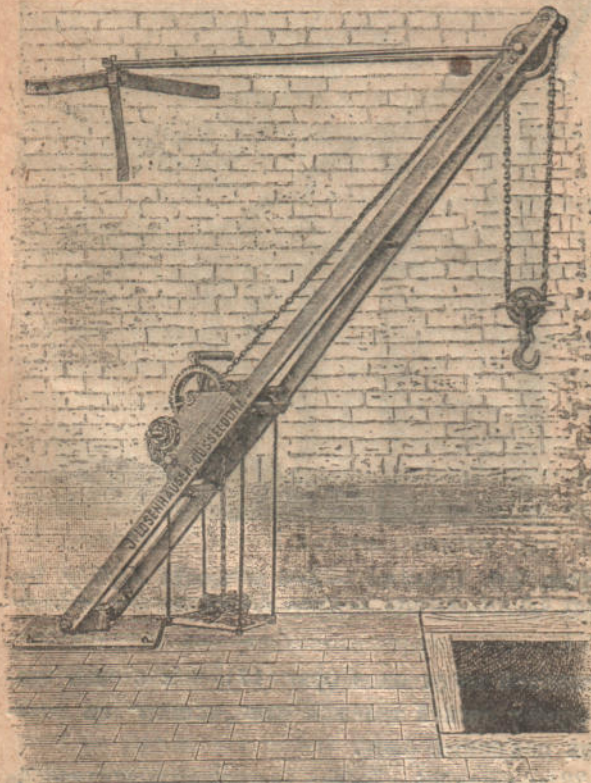
отдельно от крана—на полу помещения (черт. 234), или на стене и при том на той же стороне, где стоит кран (черт. 235), или же на другой (черт. 236). Если ворот стоит



Черт. 236.

Черт. 237.

непосредственно под краном, то цепь от него обыкновенно пропускают сквозь кольцевую пятю и пустотелую колонну крана (фиг. 11, и также табл. 24, фиг. 10—13), если же ворот отнесен в сторону от крана, то цепь подводят к нему через ряд направляющих блоков, которые надо так расположить, чтобы цепь при переходе ее по виткам барабана и при поворотах крана вокруг его оси не терлась о реборды этих блоков и о кладку стены в том месте, где она пропущена сквозь стену.



Черт. 238.

Табл. 22—23, фиг. 35. Магазинный кран без стойки. Иногда в видах уменьшения веса крана или из конструктивных соображений (см. также фиг. 5, табл. 28—кран без стойки, укрепленный на изогнутой чугунной потолочной подвеске) краны строят без стойки. Если при этом направление стержней крана совпадает с направлением реакций в опорах крана (напр., если на фиг. 5, табл. 28 и на черт. 238, тяга, поддерживающая укосину, горизонтальна), то стойка крана не испытывает никаких напряжений и потому свободно может быть откинута. Если же указанное условие не соблюдено, то стойка крана существенно необходима и вынуть ее из системы можно только, соответственно на-

грузив опоры крана, т.-е. заменив стойку крана равнопрочным другим каким-нибудь телом; на фиг. 35 и черт. 238 стойку заменяет стена здания и прочно с ней связанная верхняя опора крана, а на фиг. 5 на табл. 28—потолочная подвеска.

Табл. 24, фиг. 15—16. Настенный кран, склепанный из старых рельсов, на 2,7 тн с вылетом $a = 2$ м. Кран отличается крайней простотой устройства; к кошке его подвешен винтовой домкрат, винт которого работает на растяжение (см. черт. 164).

Табл. 25, фиг. 10—12 и фиг. 13—14. Два легких магазинных крана с простой и с ломаной укосиной, с поставленными на них воротами. В кране фиг. 10 стойка крана от натяжения цепи испытывает сильный изгиб.

На черт. 237 представлен также легкий магазинный кран, но с наклонной поперечиной. Такой тип крана очень удобен в тех случаях, когда место ограничено и когда необходимо использовать по возможности всю высоту помещения. На чертеже представлен кран, обслуживающий товарный сарай железной дороги, и потому тут же около крана поставлены весы для взвешивания сгружаемых и нагружаемых товаров.

48. Ферма крана с поперечиной и укосиной. На черт. 239 представлена схема крана, ферма которого составлена из стойки AB (*Säule, Ständer; Pivot, Pilier; Post, Pillar*), поперечины CE (*Auslegerarm, Ausleger; Bras, Volée; Jib arm, Jib*) и укосины DE (*Strebe, Ausleger; Flèche, Poussard, Bras; Strut, Jib, Boom*). По горизонтальной поперечине крана передвигается груз Q (включая и вес тележки, к которой он подвешен), а в верхнем и нижнем концах стойки действуют опорные реакции: вверху— H , а внизу— H и V . Вес G всего крана за вычетом тележки можно себе представить составленным из 3-х слагаемых: q_c —вес стойки, ворота и всех прочих укрепленных на стойке деталей, q_n —вес поперечины с укрепленными на ней деталями и q_u —вес укосины, также с ее деталями, при чем все эти веса мы будем считать приложенными в середине соответствующего стержня. Все перечисленные силы в общем случае приложены вне узлов крана, потому мы их должны разложить по узлам и затем обычными способами определить усилия в стержнях; при этом силу q для большей надежности расчета можно полностью перенести в верхний узел C , а силу q_n , в видах упрощения, разложить поровну на узлы C и E . Таким образом мы в узлах фермы крана получим следующие вертикально действующие внешние силы:

$$\text{в узле } D—\frac{1}{2} q_u;$$

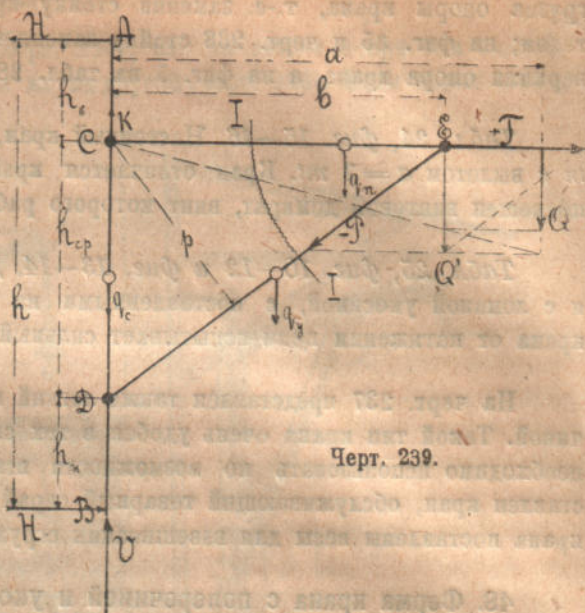
$$\text{„ „ } E—\frac{1}{2} q_u + \frac{1}{2} q_n + Q', \text{ где } Q' = Q \cdot \frac{a}{b};$$

$$\text{„ „ } C—q_c + \frac{1}{2} q_n - K, \text{ где } K = Q \cdot \frac{a-b}{b} = Q_1 - Q,$$

и кроме того еще в нижнем конце B стойки приложена вертикальная реакция V . а в узлах C и D —горизонтальная парасила H' и H'' ($H \cdot k = H' \cdot h_{cp}$), равновеликая паре сил H и H .

Поперечина будет растягиваться силой $+T$, а укосина—сжиматься силой $-P$; обе эти силы легко определить: графически—разложением вертикальной силы.

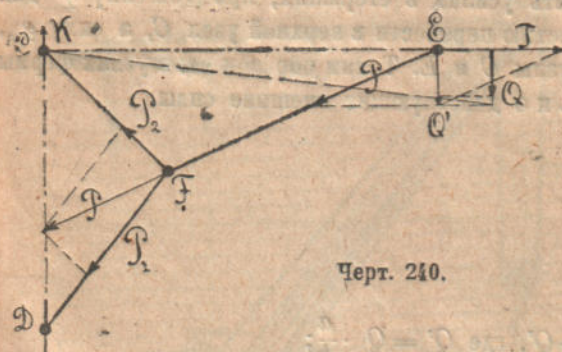
действующей в узле E , на направление CE и DE , или аналитически — написав для отрезанной сечением $I—I$ правой части фермы крана два ур. моментов относительно точек C и D (на черт. 239 указано разложение только силы Q' , веса же стержней здесь не приняты во внимание). Вместо этого также можно рассмотреть углы C и D в левой части фермы крана, и тогда очевидно, что силы H' и T (в узле C) должны быть равны между собою и затем (в узле D) той же силе H' должна быть равна проекция на горизонталь силы P . Соответственно тому или иному методу расчета для сил T и P следовательно получаются выражения:



Черт. 239.

$$\left. \begin{aligned} 1) (+) T &= \frac{Q \cdot a + \frac{1}{2} (q_y + q_n) \cdot b}{h_{cp}} \\ 2) (-) P &= \frac{Q \cdot a + \frac{1}{2} (q_y + q_n) \cdot b}{p} \\ 3) \text{ Вертик. проекц. } P &= Q' + \frac{1}{2} q_y + \frac{1}{2} q_n \\ 4) \text{ Горизонт. проекц. } P &= H' = T \end{aligned} \right\} \dots (160)$$

Что касается стойки, то она сжимается: на длине DB — силой $V = Q + G$, а на длине CD — силой $q_c + \frac{1}{2} q_n = K$, и сверх того еще на нее действует сжимающим образом натяжение $\frac{1}{n} \cdot Q$ грузовой цепи, навивающейся на барабан ворота. Если тележка с грузом передвинется влево и станет близь узла C , то приблизительно считают, что вся сила Q груза полностью передается в узле C .



Черт. 240.

В кранах с ломаной укосиной (*Geknickte Strebe*; *Flèche coudée*; *Cranked jib*) сила P в верхней части укосины (черт. 240) определяется, как было указано для крана с простой укосиной, а затем по ней легко определяются силы P_1 и P_2 , действующие по

стержням FD и FC : — для этого нужно вырезать узел F и разложить силу P на эти два направления. Вместо этого можно также воспользоваться соотношениями:

Горизонт. проекц. $P_1 = H'$ (в узле D),

Вертик. „ $P_2 = \frac{1}{2} q_n + q_c = P$ (в узле C),

или же применить общие методы Риттера или Кремона.

В кранах со сложной укосиной (черт. 241) проделывают два расчета: 1) когда тележка с грузом стоит на конце укосины и 2) когда она стоит над узлом E_1 . В обоих этих случаях вопрос о разложении силы Q на узлы фермы становится неопре-

деленным, так как в виду жесткости поперечины несомненно силою Q будут нагружаться все три узла E , E_1 и C . На практике большую часть считают, что при установке тележки на конце поперечины работают только узлы C и E , т.е. как и в краях с простой укосиной, а опору E_1 совершенно не принимают во внимание; в виду сказанного для этого, случая при $a = a_{max}$ как и выше определяют силы P , P_1 и P_2 по стержням GE , ED и FC , при чем стержень FE , откидывается. Когда груз стоит над узлом E_1 (при $a = CE_1$) то обычным путем определяют силу P_0 , сжимающую стержень DE_1 , откидывая при этом стержни EC и FE , как лишние.

После того, как определены усилия по стержням, можно приступить к подсчету размеров поперечных сечений всех стержней, но при этом еще надо принять во внимание изгиб, которому они подвергаются при работе крана, поэтому мы теперь обратимся к рассмотрению явления изгиба и к расчету размеров стержней фермы, при чем будем рассматривать каждый стержень отдельно.

Поперечина изгибается, когда груз стоит выравно или влево от узла E . В первом случае опасное сечение поперечины проходит через точку E_1 и максимальный изгибающий момент в этом сечении будет иметь место, если груз станет на самом конце поперечины; кривая моментов для этого случая (не принимая во внимание собственного веса поперечины) представлена на схеме 1 черт. 242, а величина его выразится: приближенно —

$$M_1 = Q \cdot (a_{max} - b) \dots \dots \dots (161)$$

или более точно, принимая во внимание и вес поперечины и считая его равномерно распределенным по всей длине l поперечины,

$$M_1 = Q(a_{max} - b) + \frac{1}{2} q_n \cdot \frac{(l - b)^2}{l} \dots \dots \dots (161, a)$$

Когда груз находится влево от узла E , то наибольший изгибающий момент будет при установке груза на середине пролета b ; кривая моментов для этого случая представлена на схеме 2 черт. 242 (также не принимая во внимание собственного веса поперечины), а величина наибольшего изгибающего момента выразится:

приближенно —
$$M_2 = \frac{Q \cdot b}{4} \dots \dots \dots (162),$$

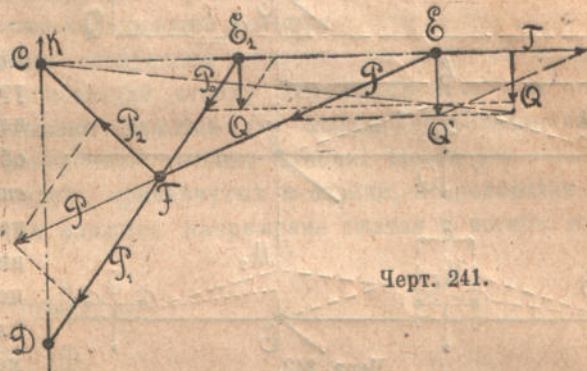
или более точно, считая и вес поперечины,

$$M_2 = \frac{Q \cdot b}{4} + \frac{1}{8} q_n \cdot \frac{4bl - 2l^2 - b^2}{l} \dots \dots \dots (162, a)$$

при чем опять вес поперечины считается распределенным по всей длине l поперечины.

Обыкновенно поперечина выполняется с одинаковым поперечным сечением, поэтому размеры этого сечения надо подсчитать по большему из этих двух изгибающих моментов M_1 или M_2 . Если конструктору дана свобода в выборе размера b , то выгодно его выбрать таким, чтобы получить $M_1 = M_2$; приблизительно это условие будет соблюдено, если назначить $b = \frac{2}{3} \cdot a$ (см. ур. 161 и 162).

Расчет поперечины обыкновенно производится в следующем порядке: по наибольшему изгибающему моменту при несколько пониженном допускаемом напряжении находят нужный W — модуль сопротивления поперечины, и по нему соответствующий

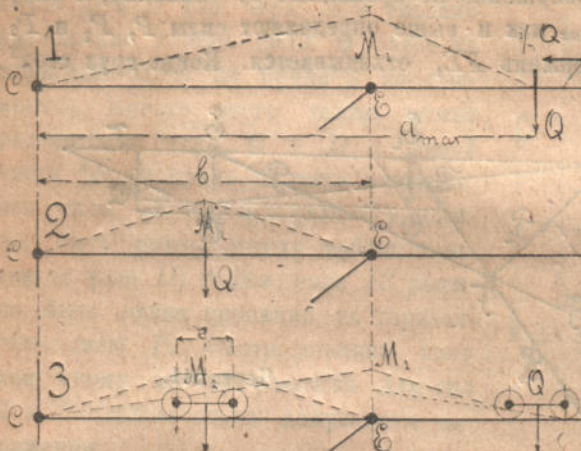


Черт. 241.

номер балок *). Зная размеры балок, подсчитывают вес поперечины, прибавляя около 50% на скрепления стержней и другие прикрепленные к ней детали, и затем по ложному напряжению растяжения и изгиба проверяют, правильно ли назначено сечение поперечины. При проверке должно получиться

$$Z_{\text{дон}} \geq \frac{T}{F} + \frac{M_{\text{max}}}{W},$$

где M_{max} должно быть определено из ур. 161, а или 162, а, а T из ур. 160, или другим каким-либо способом, но обязательно принимая во внимание собственные веса стержней крана. Иногда при этом в ур. 162, а вводят поправку — вместо одного груза Q прикладывают к поперечине два груза $1/2 Q$, расставленные на величину e , (расстояние между осями тележки на схеме 3, черт.



Черт. 242.

242), и если размер b не особенно значителен, а оси расставлены широко, то это может оказать значительное влияние. Ур. 162, а при этой поправке примет вид

$$M'_2 = \frac{Q(b-e)}{4} + \frac{1}{8} \cdot Q_n \cdot \frac{4bl - 2l^2 - b^2}{l} \dots \dots \dots (162,6).$$

Натяжение $1/n \cdot Q$ грузовой цепи (на схеме 1, черт. 242) проходит обыкновенно выше нейтральной оси и разгружает поперечину — уменьшает силу T и изгибающий момент M_1 , а на величину момента M_2 , в виду жесткого скрепления поперечины с укосиной в узле C , почти не влияет, поэтому влиянием натяжения цепи на прочность поперечины обыкновенно пренебрегают. В тех случаях, когда натяжение грузовой цепи у конца поперечины приложены не выше, а ниже оси симметрии поперечины, то оно будет нагружать конец поперечины и потому в этом случае пренебрегать влиянием этого натяжения уже нельзя. В кранах со сложной укосиной (черт. 241) поперечина разгружена от пригиба в средней своей части и потому размеры поперечины непосредственно определяются по моменту M_1 **).

Стойка крана изгибается приложенными к концам ее двумя горизонтальными силами H и H . Если проведем два сечения Y и X на расстоянии y и x от опор крана, то, очевидно, в этих сечениях стойка будет изгибаться моментом (черт. 243):

$$\begin{aligned} \text{вверху} \dots \dots \dots M_o &= H \cdot y, \\ \text{внизу} \dots \dots \dots M_n &= H \cdot x. \end{aligned}$$

Как тот, так и другой моменты, равномерно увеличиваясь, наибольшего своего значения достигнуть в сечениях C и D при $y=h_o$ и $x=h_n$, т. е.

$$M_o = H \cdot h_o \text{ и } M_n = H \cdot h_n \dots \dots \dots (163).$$

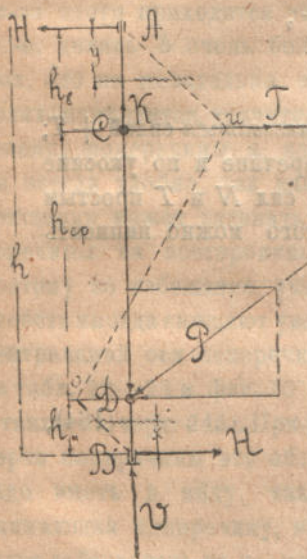
На черт. 243 показана кривая моментов для всей стойки; в средней части стойки, на длине CD , кривая моментов обязательно должна быть представлена пря-

*) Поперечина большей частью выполняется двойною, из двух балок одинакового сечения, по соответственно конструкции тележки, она может быть выполнена из одного только бруса черт. 226; фиг. 34 на табл. 20—21; фиг. 16 на табл. 22—23; фиг. 15 на табл. 24; фиг. 1, 3, 4 на (табл. 54).

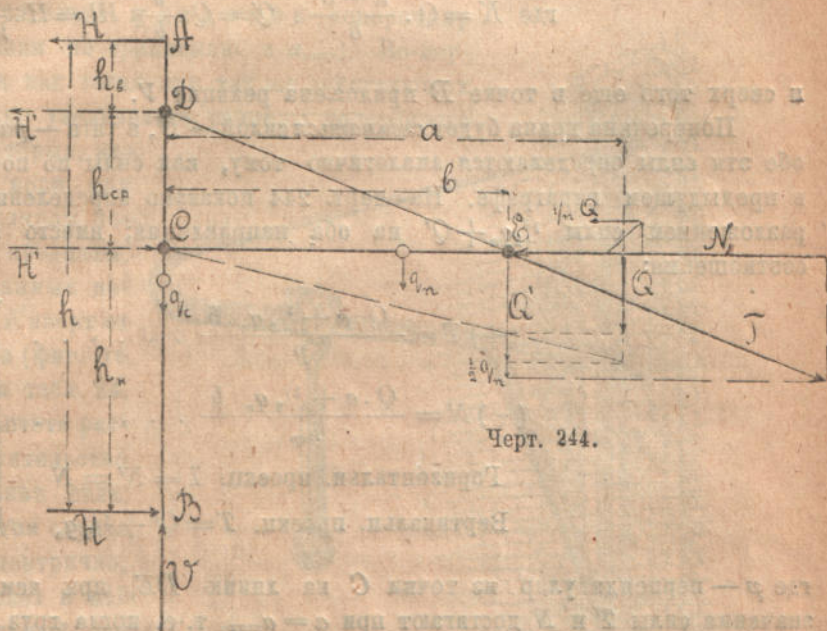
**) Собственно вместо балки CE при этом будут прогибаться балки CE' или EE' ; но т. к. они сравнительно коротки, то напряжением изгиба поперечины крана со сложной укосиной в средней части можно пренебречь.

мой *он*, так как между точками *C* и *D* на стойку не действуют никакие новые изгибающие ее силы. Так как в точках *A* и *B* приложены равные, но только направленные в противоположные стороны, силы *H*, то относительная величина изгибающих моментов M_e и M_n очевидно зависит только от размеров h_e и h_n — *наибольший изгибающий стойку момент будет там, где длиннее свободный конец стойки* (прямые *Au* и *Bo* на черт. 243 одинаково наклонены к вертикали *AB*). На практике обыкновенно стараются возможно приблизить нижний конец укосины к опоре *B*, а верхний конец h_e назначают, сообразуясь с высотой, какая нужна для всех механизмов и деталей, привертнутых к поперечине, а также и с высотой тележки.

Расчет стойки производится следующим образом: по силе *H* и размерам h_n и h_e вычисляют наибольший сгибающий стойку момент; по нему при несколько пониженном напряжении подсчитывают нужный *W*—модуль сопротивления стойки и подбирают соответствующее поперечное сечение стойки. После этого вычисляют вес стойки, ворота, и проч. деталей, привертнутых к стойке, и производят проверку прочности избранного сечения на сложное напряжение сжатия и изгиба: в *нижнем*



Черт. 243.



Черт. 244.

узле *D* — по изгибающему моменту M_n и сжимающей силе $Q + G^*$), а в верхнем сечении *C* — по моменту M_e и силе $q_e + \frac{1}{2}q_n - K + \frac{1}{n} \cdot Q$.

Укосина рассчитывается на сжатие (продольный изгиб) по силе *P* или P_0 , P_1 и P_2 — если укосина ломаная или сложная; по этим силам пользуясь ур. Эйлера вычисляют нужный минимальный момент инерции J_{min} поперечного сечения каждой части укосины и по этому моменту инерции подбирают соответствующие номера бачок. При этом расчете необходимо принять во внимание, будут ли каждые две балки составляющие части укосины, т.е. *DE* на черт. 239 или *DE*, *FC*, *CF*, *EC* на черт. 240 и 241, связаны в одно жесткое целое, или же они будут работать каждая отдельно. Когда все размеры и веса стержней крана будут определены, проделывают вторичный расчет и проверяют прочность укосины по сложному напряжению при совместном действии продольного и поперечного (вес укосины, натяжение цепи) изгиба.

49. Ферма крана с поперечиной и тягами. На черт. 244 представлена схема крана, ферма которого составлена из стойки *AB*, поперечины *CE* и тяги *DE* (*Schlesse*, *Zugband*; *Tirant*; *Tie*). По горизонтальной поперечине крана передвигается

* Если ворот поставлен на укосине (фиг. 21, табл. 22—23), то еще надо прибавить натяжение $\frac{1}{n} \cdot Q$ грузовой цепи.

груз Q , а на концах стойки приложены опорные реакции крана H , H и V . Вес крана (за вычетом веса тележки, который мы считаем прибавленным к весу поднимаемого груза) можно считать составленным из q_c — веса стойки и всех укрепленных на ней деталей и механизмов и из q_n — веса поперечины со всеми к ней прикрепленными деталями; сравнительно очень незначительный вес тяги мы отдельно считать не будем, а прибавим его к весу стойки и поперечины, поровну на каждый стержень. Все перечисленные силы вообще приложены вне узлов фермы, поэтому мы их разложим на соответствующие узлы и при этом для упрощения расчетов силу q_c полностью перенесем в узел C , а силу q_n разложим поровну на узлы C и D . Таким образом в узлах крана (черт. 244) будут действовать внешние силы:

$$\begin{aligned} \text{в узле } C & \dots \dots \dots q_c + \frac{1}{2} q_n - K \text{ и } H', \\ \text{„ „ } E & \dots \dots \dots \frac{1}{2} q_n + Q', \\ \text{„ „ } D & \dots \dots \dots H', \end{aligned}$$

$$\text{где } K = Q \cdot \frac{a-b}{b}, \quad Q' = Q \cdot \frac{a}{b} \text{ и } H' = H \cdot \frac{h}{h_{cp}},$$

и сверх того еще в точке B приложена реакция V .

Поперечина крана будет сжиматься силой $-N$, а тяга — растягиваться силой $+T$; обе эти силы определяются аналогично тому, как силы по поперечине и по укосине в предыдущем параграфе. На черт. 244 показано определение сил N и T простым разложением силы $\frac{1}{2} q_n + Q'$ на оба направления; вместо этого можно написать соотношения:

$$\left. \begin{aligned} (+) T &= \frac{Q \cdot a + \frac{1}{2} q_n \cdot b}{p} \dots \dots \dots \\ (-) N &= \frac{Q \cdot a + \frac{1}{2} q_n \cdot b}{h_{cp}} \dots \dots \dots \\ \text{Горизонтальн. проекц. } T &= N' = N \\ \text{Вертикальн. проекц. } T &= Q' + \frac{1}{2} q_n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (164),$$

где p — перпендикуляр из точки C на линию DE , при чем наибольшего своего значения силы T и N достигают при $a = a_{\max}$, т. е. когда груз стоит на самом конце укосины.

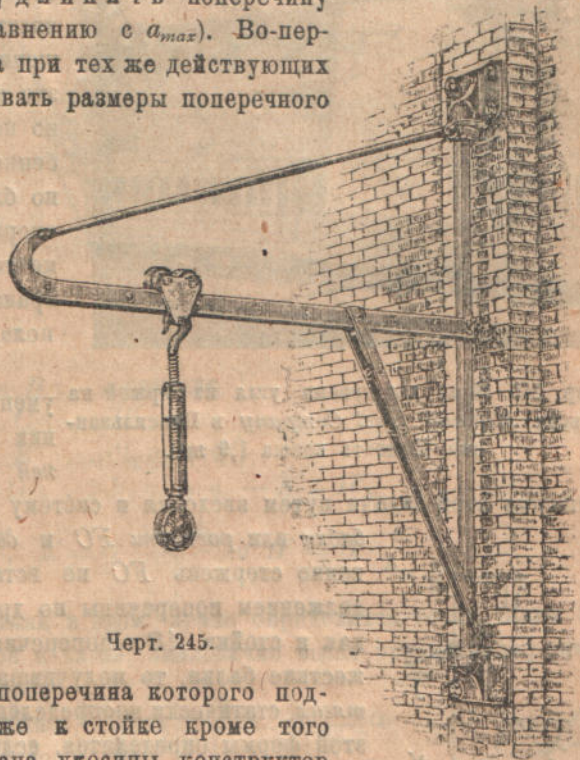
Стойка сжимается на длине CD — силой $Q' + \frac{1}{2} q_n$, а ниже — полной силой V . Что касается натяжения $\frac{1}{2} q_n$ грузовой цепи, то оно нагружает поперечину и стойку и потому при расчете этих стержней должно быть принято во внимание; тяга наоборот, натяжением грузовой цепи разгружается, поэтому при расчете тяги, это натяжение обыкновенно не принимают во внимание.

Кроме указанных нормальных усилий стержни фермы крана испытывают еще изгиб: стойка изгибается от действия на нее сил H и H , и рассчитывается точно так же, как было указано выше для крана с поперечиной и укосиной; тяги от собственного веса слегка провисают, но получающимся от этого некоторым увеличением напряжения в них обыкновенно пренебрегают, так как, во избежание сильной деформации крана, они обыкновенно рассчитываются при небольшом сравнительно напряжении материала — для железа $Z \leq 2 - 4 \text{ kg/mm}^2$. Поперечина изгибается точно так же, как и в предыдущем случае, но так как она вместе с тем подвергается не растяжению, как было там, а сжатию (вернее продольному изгибу), то расчет размеров поперечины для кранов с тягами производится иначе: сначала ставят груз на самом конце поперечины и определяют N_{\max} — силу, сжимающую поперечину и $M = Q a_{\max} - b$ — изгибающий момент в сечении E ; по этим двум величинам вычисляют J_{\min} (ур.

Эйлер'а) и W (ур. простого изгиба) поперечины и подбирают размеры поперечного сечения ее. После этого ставят груз на середине пролета CE , подсчитывают M_2 (см. ур. 162,а или 162,б), а также новое, соответствующее этому положению груза, сжимающее поперечину усилие N_2 , и проверяют прочность поперечины (пользуясь ур. 158 по сложному напряжению при совместном действия сгибающего момента M_2 и сжимающей силы N_2).

Все три рассматриваемые стержня, т.-е. стойку, поперечину и тяги, редко удается расположить в одной вертикальной плоскости; часто тяги прикрепляются к стойке и поперечине не в средней их плоскости, а сбоку. В таких случаях как стойка, так и поперечина подвергаются еще значительному выворачивающему усилию, и потому необходимо позаботиться: 1) о возможно жестком скреплении концов стойки и поперечины и 2) о возможном уменьшении указанного выворачивающего момента.

Скрепление тяги (из одной или двух полос) с поперечиной должно быть так спроектировано, чтобы тяги не мешали двигающейся по поперечине тележке; иногда из-за этого приходится значительно удлинить поперечину (т.-е. делать b очень большим по сравнению с a_{max}). Во-первых, это не желательно, так как тогда при тех же действующих силах приходится значительно увеличивать размеры поперечного сечения поперечины, а, во-вторых, это не всегда удобно, так как кран при вращении может задевать концом поперечины за посторонние предметы, поэтому во избежание указанных неудобств иногда смещают узел E вверх от нейтральной оси поперечины (фиг. 16 на табл. 22—23 и фиг. 15 на табл. 24, а также на черт. 245). При расчете размеров поперечины это обстоятельство надо иметь в виду, так как сила, сжимающая поперечину, в этом случае будет действовать на нее эксцентрично, и потому кроме сжатия вызовет в ней еще некоторый дополнительный поперечный изгиб.



Черт. 245.

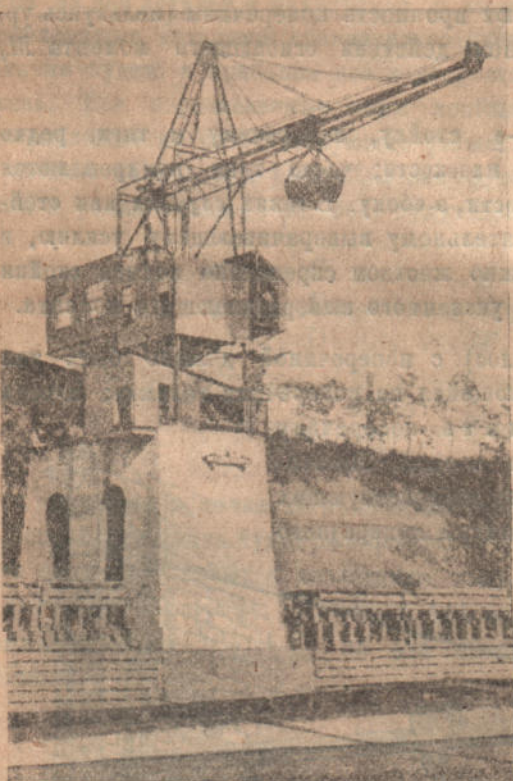
На черт. 245 представлен кран, поперечина которого поддерживается: на конце—тягой, а ближе к стойке кроме того еще укосиной; постановкою в этом кране укосины конструктор имел в виду уменьшить изгиб поперечины в том случае, когда груз стоит на середине поперечины. Ферма этого крана, статически неопределенная, может быть рассчитана с достаточною точностью приближенно: можно, напр., предположить, что поперечина этого крана составлена из двух частей, шарнирно между собою связанных в месте скрепления с нею укосины—нужно будет только при подсчете, по формуле Эйлер'а, размеров поперечного сечения поперечины ввести в это ур. полную длину поперечины. Вместо этого также можно рассматривать поперечину как балку, лежащую на 3-х опорах, найти по известным методам реакции опор и по ним определить силы по стержням.

В кранах с большим вылетом поперечину по длине ее поддерживают одной или несколькими добавочными промежуточными тягами, назначение которых то же, что и укосины в кране на черт. 245—уменьшить прогиб поперечины в вертикальной плоскости; пример такого крана представлен на черт. 246. В данном случае мы опять

имеем статически неопределенную систему; расчет ее наиболее просто можно произвести, рассматривая всю поперечину как составную из нескольких отдельных частей,

но можно также рассматривать ее и как неразрезную балку, лежащую на нескольких опорах. Определив максимальные реакции опор, уже легко будет найти все внутренние усилия *).

Если мы посмотрим на черт. 226 и 244 и вспомним, что было сказано выше по поводу изгиба стойки литейного крана (см. черт. 243), то нетрудно сообразить, что в сечении C стойки кранов с поперечной и тягами (черт. 244) действует очень большой изгибающий момент $M_c = H \cdot h_n$. Естественно поэтому стремление конструкторов возможно уменьшить этот изгиб. Отчасти этого достигают возможным уменьшением свободной длины BC стойки, как это выполнено, напр., в кране на черт. 235, но получающаяся при этом экономия не особенно значительна (уменьшается плечо h_n , но благодаря уменьшению высоты h между опорами крана возрастает сила H), и кроме того это далеко не всегда возможно — в кранах не настенных, а стоящих на уровне пола, высота h_n уменьшена быть не может.

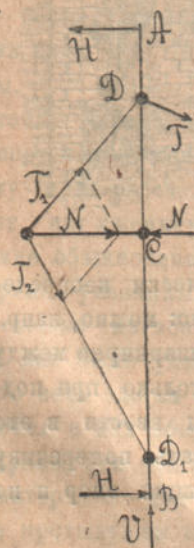


Черт. 246. Кран для приема угля из баржей на заводе Midland Steel Company в Пенсильвании. Емкость ковша 1,9 m^3 .

В виду этого [пришлось искать средств уменьшить изгибающий момент в сечении C стойки, не уменьшая высоту ее нижней части. На черт. 247 показана схема

решения этой задачи путем введения в систему фермы крана трех новых стержней — бабки или распорки FC и двух тяг FD и FD_1 , при чем обыкновенно стержень FC не вставляется отдельно, а получается продолжением поперечины по другую сторону стойки (черт. 248). Так как и стойка AB и поперечина FE представляют из себя цельные жесткие балки, то получившаяся ферма, так называемый кран с 3-х тягах, статически неопределенна. Проще всего все усилия в стержнях этой фермы определяются, если считать стойку и поперечину составленными каждую из 2 стержней (AC и CB , FC и CE), которые соединены между собою шарнирно в среднем узле C . Схема такой фермы была представлена выше на черт. 217, при чем только был взят частный случай, когда опорные реакции приложены в узлах (D и D_1 на черт. 247); и на черт. 218 и 219 были даны диаграммы Крмона для этого крана.

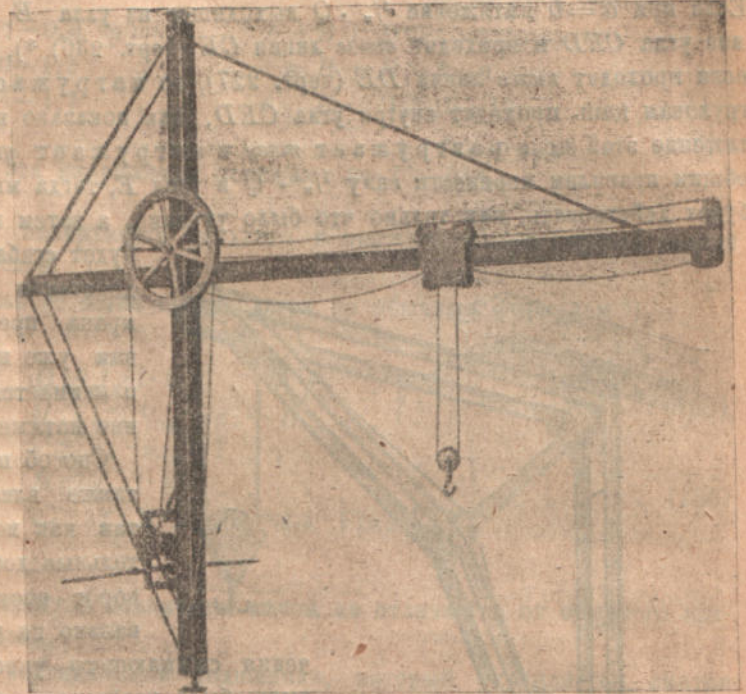
Назначение размеров поперечных сечений всех стержней по найденным величинам действующих по ним усилий производится аналогично указанному выше в настоящем и предыдущем параграфах и не представляет никаких затруднений.



Черт. 247.

*) Подробнее об этом интересующиеся могут найти в сочинении Andree, Die Statik des Kranbaues, стр. 137—152.

50. Ферма крана с укосиной и тягой. На черт. 249 представлена схема крана, ферма которого составлена из стойки AB , укосины DE и тяги CE . Груз привешен к укосине в определенной точке ($a=const.$), которая в частном случае может совпадать с точкой E ($a=b$), но вообще может быть расположена вправо или влево от нее ($a \geq b$). Примем подобно предыдущему q_c и q_d веса стойки и укосины с прикрепленными к ним деталями, включая в них и вес тяги — поровну на каждый стержень, и опять будем считать, что вес укосины поровну разлагается на узлы D и E , тогда мы аналогично предыдущему найдем внешние силы, действующие в узлах нашей фермы:



Черт. 248.

в точке B . . . реакция V ,

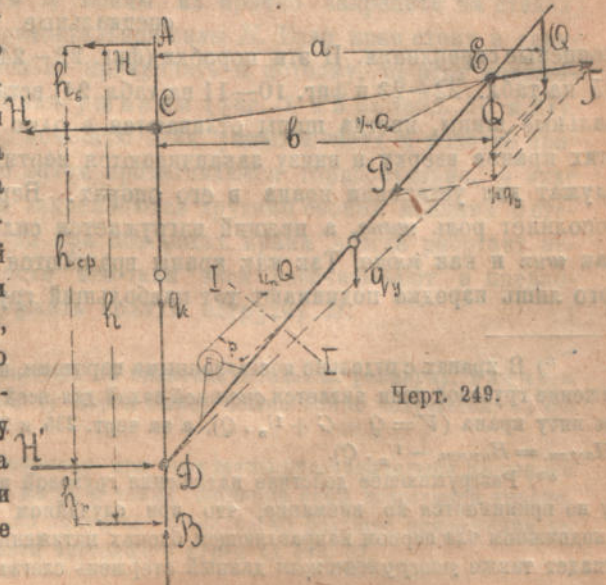
в узле C . . . H' ,

„ „ E . . . $\frac{1}{2}q_d + Q'$,

„ „ D . . . $\frac{1}{2}q_d + q_c - K$ и H' ,

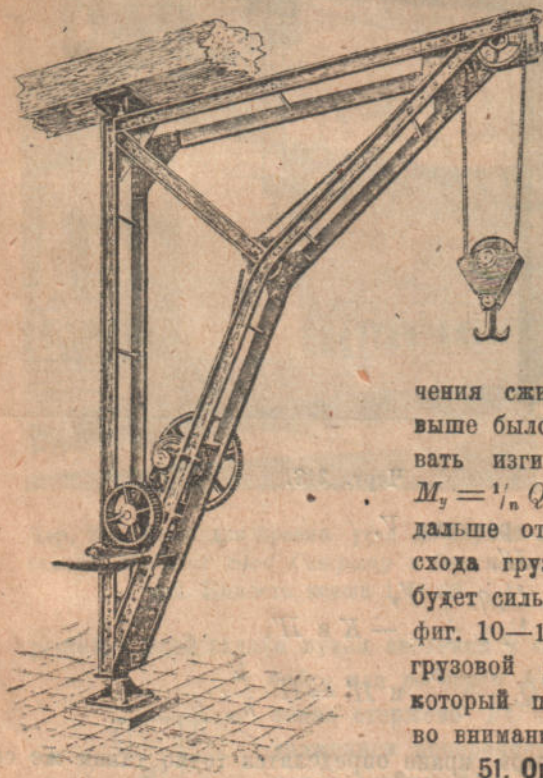
где $Q' = Q \cdot \frac{a}{b}$, $K = Q \cdot \frac{a-b}{b}$ и $H' = H \cdot \frac{h}{h_{cp}}$.

Внутренние усилия по стержням в этом кране определяются точно таким же способом, как и в кране с поперечной и тягой; аналогично выше приведенному также производится подсчет размеров поперечных сечений всех стержней, нужно только в каждом частном случае сообразоваться с характером действия сил. Так, например, при $a = b$, когда груз привешен к точке E , укосина рассчитывается, как и укосина литейного крана (черт. 239), по сжимающей ее силе P — если она простая, или по силам P , P_1 и P_2 (черт. 241), если она ломаная, как представлено на черт. 250; при $a \geq b$ укосина испытывает значительный изгиб и потому рассчитывается, как поперечина крана с тягой при одновременном действии сгибающего момента и сжимающей ее силы (см. ур. 158).



Черт. 249.

Кроме указанных выше сил стержни крана еще подвергаются действию натяжения $\frac{1}{n} Q$ грузовой цепи: во-первых, это натяжение увеличивает или уменьшает действующие по стержням усилия, а затем оно может вызывать в стержнях добавочный изгиб. Если при $a = b$ натяжение $\frac{1}{n} \cdot Q$ выходящее из узла E (черт. 249), располагается вне угла CED и проходит выше линии CE (черт. 236) *), то оно разгружает, а если проходит ниже линии DE (черт. 227), то нагружает *укосину и тягу*; если же грузовая цепь проходит внутри угла CED , как показано на черт. 236 и 250, то натяжение этой цепи разгружает *тягу* и нагружает *укосину*. При $a \geq b$ нужно по общим правилам перенести силу $\frac{1}{n} \cdot Q$ в узел E , тогда мы получим силу, которая будет действовать, как только что было указано, а затем пару сил ($\frac{1}{n} Q$), которая будет сгибать укосину. Разгружающим действием силы и пары на стержни крана пренебрегают, в расчет же, как уже неоднократно было указано, принимается лишь нагружающее влияние натяжения цепи **).



Черт. 250.

Способ прикрепления ворота крану также влияет на расчет стержней, так как может вызвать в них значительные добавочные напряжения. Если ворот поставлен на укосине, как показано на черт. 238, то помимо увели-

чения сжимающего укосину усилия, о чем уже выше было разъяснено, укосина еще будет испытывать изгиб, равный для сечения I—I (черт. 249) $M_y = \frac{1}{n} Q \cdot p$; чем выше будут щиты ворота, чем дальше от нейтральной оси укосины будет точка схода грузовой цепи с барабана, тем этот изгиб будет сильнее. Также в кране, представленном на фиг. 10—12, табл. 25, стойка крана от натяжения грузовой цепи испытывает значительный изгиб, который при расчете стойки необходимо принять во внимание.

51. Опоры кранов. Стойки кранов с внешней верхней опорой обыкновенно имеют на своих концах специальные чугунные коробки—так называемые концевые скрепления. В эти коробки (фиг. 22—24 и 26—29 на табл. 18—19, фиг. 5—7 и 25 на табл. 22—23 и фиг. 10—11 на табл. 24) вставляются железные или стальные вертикальные шипы, иногда шипы отливаются в одно целое с коробкой, но вообще стойки этих кранов сверху и внизу заканчиваются вертикальными шипами (черт. 226), которые служат для установки крана в его опорах. Верхний шип нагружается силой H и исполняет роль *щита*, а нижний нагружается силами H и V и работает одновременно как *шип* и как *пята*. Так как краны вращаются очень медленно и не часто и кроме того лишь изредка поднимают тот наибольший груз, на который они построены, то при

*) В кранах с отдельно поставленными воротами, представленных на черт. 234, 235 и 236, натяжение грузовой цепи является *внешней* силой для всей фермы крана: на черт. 234 оно *нагружает* пяту крана ($V = Q + G + \frac{1}{n} \cdot Q$), а на черт. 235 и 236 оно *разгружает* верхнюю опору крана ($H_{верхн.} = H_{нижн.} - \frac{1}{n} \cdot Q$).

**) Разгружающее действие натяжения грузовой цепи при расчете стержней фермы потому не принимается во внимание, что при случайном защемлении каната или цепи в подвижном или первом направляющем блоках натяжение этих элементов ослабнет, а вместе с этим отпадет также *разгружающая* данный стержень слагающая этого натяжения.

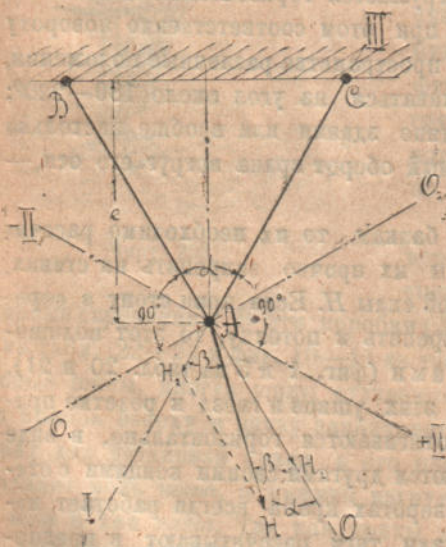
Конструкция верхнего подшипника, прикрепляемого к стене или колонне здания, соответственно расстоянию оси крана от стены и вкусу конструктора бывает очень



Черт. 251. Кран на 2 tn, завода Northern Engineering Works в Детроа (С.-А. Соед. Штаты), работающий сжатым воздухом.

укрепления верхней опоры крана, о чем будет указано ниже, или же заменить эти балки более сильными и жесткими удлиненными решетчатыми формами, как это представлено на черт. 251.

Сплошные чугунные и железные кронштейны рассчитываются по общим правилам курса Сопротивления материалов, в кронштейнах же, имеющих вид сквозной треугольной фермы, подобно только что описанным, необходимо найти те наибольшие (растягивающее и сжимающее), действующие по каждому стержню (плечи кронштейна на фиг. 1—12, табл. 25; балки подшипника на фиг. 13—15, табл. 18—19; горизонтальные фермы крана на черт. 251) усилия, которые в нем вызваются силой H при всех возможных для крана положениях, и по ним подсчитать размеры поперечного сечения этого стержня. При этом обращаем внимание, что мы здесь имеем ферму вообще неопределенную с жесткими соединениями стержней, и потому вопрос можно разрешить лишь приближенно (но в пользу прочности), предполагая все соединения в углах шарнирными.



Черт. 252.

Итак имеем горизонтальную треугольную ферму ABC , с углом α при вершине A , нагруженную в этом узле силой H , расположенной в плоскости стержней AB и AC , но могущей в ней вращаться, соответственно поворотам крана, вокруг точки A . Рассмотрим сначала стержень AB ; очевидно, что при положении крана по линии AI стержень AB не будет испытывать никаких усилий, поэтому мы это положение примем за начальное. Возьмем какие-либо произвольное положение силы H под углом β к линии AI и слева от нея (если смотреть от центра), тогда несомненно стержень AB будет растягиваться силой H_1 , которую легко определить из

треугольника ΔHH_1 , в котором известны одна сторона H и все три угла. На основании соотношения между сторонами треугольника и синусами противолежащих углов мы можем написать

$$\frac{H_1}{H} = \frac{\sin \beta}{\sin (180 - \alpha)}$$

откуда находим

$$H_1 = \sin \beta \cdot \frac{H}{\sin \alpha} \quad (167).$$

Так как в каждом случае величины H и $\sin \alpha$ величины постоянные, то на изменение величины силы H_1 будут влиять только величина и знак $\sin \beta$: при $\beta = 0$ и H_1 равно нулю; по мере увеличения угла β сила H_1 будет также возрастать, и притом она будет положительною, т.е. стержень AB будет растягиваться, когда β будет влево от линии AI ; наоборот, она будет отрицательною, стержень будет сжиматься, если β будет вправо от начального положения AI . Сила H_1 достигает своего максимума при угле $\beta = \pm 90^\circ$, т.е. если кран займет положения $\perp AI$ или $\perp AI$ под прямым углом к начальному положению. При дальнейшем вращении крана сила H_1 опять будет постепенно уменьшаться и при $\beta = \pm 180^\circ$, когда кран станет по направлению AI , сила H_1 опять обратится в нуль. Если конец крана раньше упрется в стену здания (или в какое-либо другое препятствие), и его крайним положениям будут соответствовать углы $-\beta_1$ и $+\beta_2$, при чем пусть $\beta_1 < 90^\circ$, а $\beta_2 > 90^\circ$, то стержень AB надо будет рассчитать:

$$\left. \begin{array}{l} \text{на растяжение (при } \beta = +90^\circ \text{), по силе (+) } H_{1\max} = \frac{H}{\sin \alpha} \\ \text{„ сжатие *) („ } \beta = -\beta_1 \text{), „ „ (-) } H_{1\max} = H \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha} \end{array} \right\} \quad (168).$$

Аналогичное рассуждение нужно будет повторить и для стержня AC , для которого начальным положением очевидно будет направление AO , а соответствующими положительному и отрицательному максимуму — направления AO_1 и AO_2 , опять под углом в 90° к первоначальному положению AO , т.е. наибольшее усилие по каждому из стержней будет в тот момент, когда кран стоит перпендикулярно к другому стержню.

Уравнения 168 показывают нам, что при определенных значениях H и β_1 сила, действующая по стержням, будет тем меньше, чем больше будет $\sin \alpha$, и потому в видах уменьшения силы H_1 выгодно назначать угол между стержнями прямым ($\alpha = 90^\circ$).

Предположим теперь, что стержни AB и AC сравнительно коротки и что их можно рассчитывать на сжатие и растяжение, тогда мы можем написать:

$$\text{площадь поперечного сечения стержня} \dots f = \frac{H_1}{Z};$$

$$\text{длина стержня} \dots l = e \cdot \cos \frac{\alpha}{2};$$

$$\text{вес стержня} \dots f \cdot l \cdot \gamma = \frac{H_1 \cdot e \cdot \gamma}{Z \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{e \cdot \gamma \cdot H}{Z} \cdot \frac{1}{\sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Наименьший вес стержней будет при угле α , для которого произведение $\sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ будет иметь максимум; если мы разрешим этот вопрос общепринятыми методами, то мы найдем, что это будет иметь место для значения $\sin \alpha_{0/2} = \sqrt{1/3}$, чему соответствует угол $\alpha_0 \approx 70^\circ$.

*) При значительной длине стержня — на продольный изгиб.

Чтобы дать более наглядное представление о величине угла φ_0 , определяемого ур. 172, проведем на черт. 253 линию AC ; тогда, как видно из чертежа, мы получим $tg \angle ACO = e : r$, или, следовательно, $\angle ACO = \angle \varphi_0$. Оказывается, нужно соединить центр шипа с точкой пересечения опорной плоскости плиты с осью болтов на какой-нибудь одной стороне кронштейна и поставить кран перпендикулярно проведенной линии, тогда болты на другой стороне кронштейна будут наиболее натянуты. Это построение крайне просто и напоминает черт. 252, где тоже при постановке крана перпендикулярно одному стержню кронштейна в другом получался максимум напряжения.

Обыкновенно стальные болты сильно затягиваются, поэтому при расчете их по найденной силе P_{max} не следует задаваться слишком высокими напряжениями, а лучше назначать $Z \leq$ от 3 до 3,6 kg/mm^2 . Если болты на каждой стороне кронштейна расположены несимметрично (см. фиг. 16 на табл. 18 — 19) относительно горизонтальной плоскости, проходящей через середину шипа, то всю силу $n \cdot P_{max}$, приходящуюся на все болты одной стороны, уже нельзя разложить поровну на эти болты на указанном примере лучше всего всю силу отнести к нижнему болту, а верхний болт поставить затем того же диаметра.

В вышеприведенном расчете стальных болтов было указано, что сила $H \cdot \cos \varphi$ отрывает кронштейн от стены, равномерно вытягивая все болты, а сила $H \cdot \sin \varphi$ его вращает вокруг какой-нибудь вертикальной нам неизвестной оси; оба эти движения — одно поступательное, а другое вращательное — мы можем заменить одним вращением вокруг некоторой вертикальной оси O_1 , расположенной на линии BC , вправо, на расстоянии x от центра O , которое определяется следующим образом:

Допустим, что кронштейн повернулся на очень небольшой угол ω ; результатом этого поворота получилось известное удлинение болтов, которое будет $(x+r) \cdot \omega$ — для левых болтов и $(x-r) \cdot \omega$ — для правых. Если первоначальная длина болтов l , а модуль упругости их E , то благодаря вытяжке болтов в них появились напряжения: в левых болтах $E \cdot \frac{x+r}{l} \cdot \omega$, а в правых $E \cdot \frac{x-r}{l} \cdot \omega$. Если диаметр болтов d , то сила, действующая по болтам, будет:

$$\left. \begin{aligned} \text{на левой стороне} \dots\dots\dots P_1 &= E \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{x+r}{l} \cdot \omega; \\ \text{на правой} \dots\dots\dots P_2 &= E \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{x-r}{l} \cdot \omega; \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (174)$$

После поворота на угол ω кронштейн остановился и теперь находится в равновесии под действием сил P_1 , P_2 , H и T . Напишем ур. равновесия кронштейна:

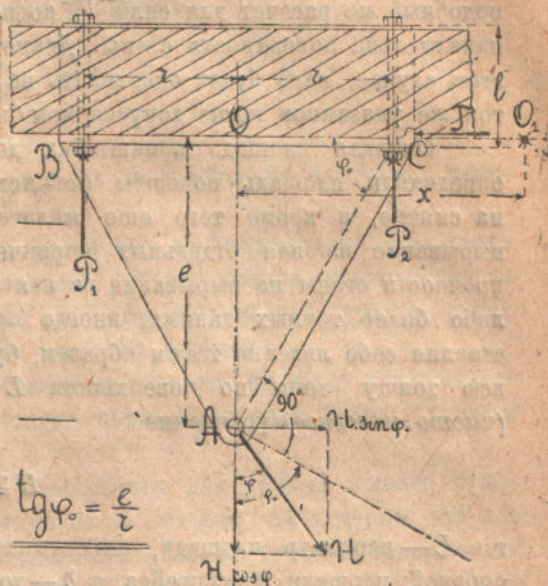
$$\left. \begin{aligned} H \cdot \sin \varphi &= T; \\ H \cdot \cos \varphi &= n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{E \cdot \omega}{l} \cdot [(x+r) + (x-r)]; \\ H \cdot (\sin \varphi \cdot e + \cos \varphi \cdot x) &= n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{E \cdot \omega}{l} \cdot [(x+r)^2 + (x-r)^2]; \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (175),$$

и разделим третье уравнение на второе, тогда мы получим выражение

$$e \cdot tg \varphi + x = \frac{(x+r)^2 + (x-r)^2}{2x},$$

$$\text{откуда находим окончательно} \quad x = \frac{r^2}{e} \cotg \varphi \dots\dots\dots (176),$$

уравнение, определяющее искомое расстояние центра поворота кронштейна от средней его оси.



Черт. 253.

Ознакомившись с расчетом болтов настенного кронштейна для верхнего подшипника, теперь уже не представит труда рассчитать болты для подшипника настенного крана (табл. 24, фиг. 10 — 13), нагруженного двумя силами H и V : сначала надо подсчитать P'_{max} для действия горизонтальной силы H , а затем нужно повторить подобный же расчет для силы V , но положить при этом $\angle \varphi = 90^\circ$, так как сила V параллельна поверхности стены. Диаметр болтов, которые должны быть поставлены в этом случае, надо будет определить по суммарной растягивающей силе $P'_{max} + P''$, при том же указанном выше допускаемом напряжении.

Опорная площадь кронштейна должна определяться аналогично тому, как мы определяли площадь подошвы (нижнего основания) фундамента, из расчета кладки на смятие, и кроме того еще желательно было бы проверить, прочна ли стена на вырывание из нея отдельных кирпичей болтами и не опрокинется ли она. Расчет прочности стены на вырывание из нея отдельных кусков кладки, за недостатком каких-либо более точных данных, иногда производят условно по формуле на срез, представляя себе явление таким образом, будто плита кронштейна (периметра L) срезает всю толщу стены по поверхности $L \cdot \delta$, где δ толщина стены, так что получается (чисто условное) уравнение

$$H \leq L \cdot \delta \cdot S,$$

где L — периметр площади, захватываемой болтами, принимаемый равным периметру опорной площади кронштейна, а δ — толщина стены, оба размера выраженные в *мм*. Напряжение S срезывания кладки при этом условном расчете можно принимать для кладки на цементе $S \leq 0,015 — 0,03 \text{ kg/mm}^2$, и для кладки на известковом растворе, обладающей значительно меньшей прочностью на сдвиг, $S \leq 0,006 \text{ kg/mm}^2$.

Расчета устойчивости стены, колонн, машин и прочих сооружений, к которым привертывается кран, мы здесь касаться не будем, заметим лишь, что в общем он производится на тех же основаниях, на которых выше был произведен расчет устойчивости фундамента.

52. Механизм для передвижения тележки. Отличительной чертой вышеописанных кранов является расположение подъемного механизма и механизма для передвижения тележки крана не на самой тележке, а на ферме крана или вне крана на полу или стене здания, к которому или около которого кран установлен. Благодаря этому усилие, приводящее в движение тележку с подвешенным к ней на крюке подвижного блока грузом, к тележке должно быть приложено извне; обычно это производится при посредстве специального механизма, приводящего в движение особую калиброванную цепь, прикрепленную с обеих сторон тележки. Описание типов этих механизмов и их конструктивных особенностей были даны выше в главе 47 при общем описании кранов этой группы, а потому теперь мы рассмотрим лишь вопрос о расчете этих механизмов.

По смыслу задания, механизм для горизонтального передвижения груза должен преодолевать при перемещении тележки все те сопротивления, которые этому движению препятствуют; никакой полезной работы мы при этом не производим. Возникающие при передвижении тележки сопротивления могут быть тройные — трение колес о рельсы и в шипах осей; сопротивление от грузового каната или цепи, и сопротивление от провисания ведущей тележки цепи.

а. Сопротивления передвижения опорных колес тележки. Сопротивления передвижения колес тележки состоят из сопротивлений трения качения колес тележки по рельсам, проложенным на поперечине, и сопротивления трения скольжения втулок этих колес на своих осях.

Обозначим

G — вес тележки,

$2d$ — диаметр отверстия во втулке опорных ходовых колес или диаметр шипов

или шеек осей, соответственно тому, где именно происходит вращение.

D — диаметр опорных колес тележки,

f — коэф-т трения скольжения в шинах,

Δ — „ „ качения обода опорных колес по рельсу,

тогда, на основании данных прикладной механики, полное сопротивление движению тележки на горизонтальном пути определяется формулой

$$F = (Q + G) \cdot \left(2 \frac{\Delta}{D} + 2 f \cdot \frac{Q}{D} \right) \dots \dots \dots (177) +$$

Входящие в это уравнение величины могут быть назначены на основании ниже-следующих соображений:

Вес тележки для кранов, типа литейного, назначают соображаясь по уже имеющимся готовым кранам; для не особенно больших ручных кранов можно считать $G = 250 - 500 \text{ kg}$. Иногда для предварительных расчетов принимают $G \approx 0,1 Q$, с тем, чтобы затем подсчитать его по исполнительным чертежам тележки.

Диаметры шин 2ϕ определяются как всегда из расчета на изгиб и изнашивание; напряжение изнашивания допускается согласно нормам для осей блоков, данным на стр. 53 настоящего курса.

Диаметры D ходовых колес обыкновенно назначают для ручных кранов, руководствуясь соображениями изнашивания обода колес и рельсов, по которым они ходят. Если b ширина рельса, то должно существовать условие (считая тележку на 4-х колесах)

$$Q + G \leq 4 \cdot D \cdot b \cdot k,$$

при чем можно назначать $k \leq 0,25 - 0,40 \text{ kg/mm}^2$ — для чугунного обода и железного рельса, и $k \leq 0,5 - 0,6 \text{ kg/mm}^2$ — для стального или чугунного закаленного обода на стальном рельсе. При ширине рабочей поверхности рельса $b = 60 \text{ mm}$ для тележек ручных кранов можно назначать:

$D \geq 300 \text{ mm}$	для грузов $Q \leq 5 \text{ tn}$.
" ≥ 400 "	" " " $\leq 7,5$ "
" ≥ 500 "	" " " ≤ 10 "
" ≥ 600 "	" " " $\leq 12,5$ "

а для кранов не ручных рекомендуется при тех же нагрузках назначать колеса диаметром на 50—100 mm больше, чем здесь указано.

Коэф-ты трения назначают

трения качения $\Delta = 0,5 - 0,8 \text{ mm}$,

" скольжения $f = 0,1$ — если подшипники простые, и

$f = 0,01$ и менее — если подшипники шариковые.

Так как колеса крановых тележек всегда делаются двухребордные, то при движении тележки по перечине крана всегда необходимо считаться с добавочным трением реборд колес тележки о боковую поверхность рельсов. Этого добавочного трения избежать нельзя, если даже сделать значительный зазор между рельсом и ребордами; особенно значительно оно, если тяговая цепь прикреплена к тележке не по средней ее оси, как это, например, выполнено в кранах фиг. 1—10 на табл. 17, фиг. 16—18 на табл. 18—19, фиг. 21—32 на табл. 22—23, и фиг. 5—6 на табл. 45 Атласа.

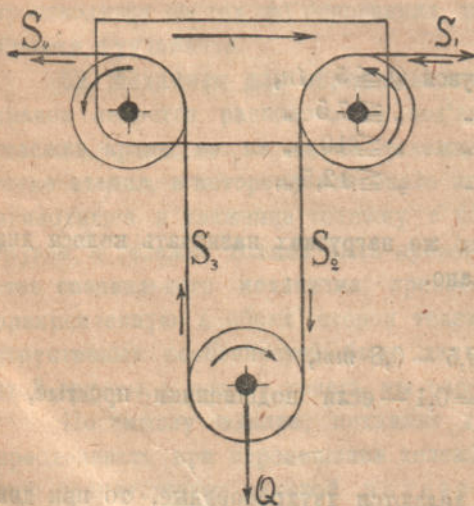
Действительная величина этого добавочного сопротивления не может быть подсчитана, но из опытов с работающими кранами видно, что это сопротивление иногда может быть весьма значительно. Обыкновенно при расчете кранов сопротивление

трения реборд считают равным от 50 до 150% того сопротивления, которое определяется написанным выше ур. 177, и таким образом получают полное сопротивление движения колес тележки

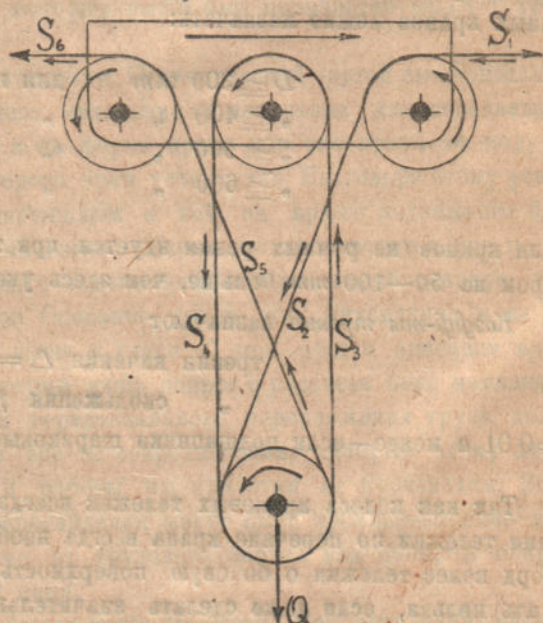
$$P_1 = 1,5 \text{ до } 2,5 \cdot (Q + G) \cdot \left(2 \frac{\Delta}{D} + 2 f \cdot \frac{e}{D} \right) \dots \dots \dots (178). \quad \dagger$$

6) Сопротивление движению тележки от грузового каната или цепи. Тележка-кранов, типа литейного, несет на себе неподвижные блоки, принимающие на себя грузовой канат или цепь и направляющие эти элементы от барабана к подвижному блоку (к грузовому крюку) и затем к концу поперечины, где конец их и закрепляется. Если груз не очень большой, то в подвижной обоймце у крюка обыкновенно помещают только один подвижный блок, а на тележке в этом случае будут иметься только два неподвижных блока; примеров такого устройства мы уже имели в Атласе на нескольких таблицах. Но если поднимаемый краном груз сравнительно велик, то в подвижной обоймце помещают два или более подвижных блоков, и соответственно с этим увеличивается и число неподвижных блоков для грузового гибкого элемента, которые несет на себе тележка. Щиты тележки здесь играют роль как бы неподвижной обоймцы кратного полиспаста, но не подвешенной к крюку, а поставленной верно на колеса и потому могущей перемещаться по поперечине крана. Пример такого устройства, выше уже описанный, имеется в Атласе на табл. 20—21, фиг. 26—33, при чем в этом случае устроен четырехкратный полиспаст. На табл. 4—5 Атласа представлены еще два примера таких тележек: на фиг. 5—6 тоже с четырехкратным полиспастом (3 неподвижных и 2 подвижных блока, $S = \frac{1}{4} Q$), а на фиг. 1—3 с шестикратным полиспастом (4 неподвижных и 3 подвижных блока, $S = \frac{1}{6} Q$), причем в видах сокращения длины тележки и более удобного расположения канатов средние блоки здесь поставлены наклонно к средней оси тележки.

Когда тележка с подвешенным к ней, при посредстве описанных полиспастов, грузом будет двигаться по поперечине крана в ту или другую сторону, то все блоки полиспаста придут во вращение и будут протаскиваться по всем виткам каната или цепи.



Черт. 254.



Черт. 255.

При этом движении несомненно возникнут вредные сопротивления—жесткость гибкого тела (каната или цепи) и трение блоков на поддерживающих их осях; для преодоления этих сопротивлений к тележке извне необходимо приложить некоторое усилие P_2 . Обернем для определения силы P_2 , имеющееся действительное движение вправо (на чертежах 254 и 255), для чего придадим всей системе, т.-е. крану с укреплен-

ным на нем грузовым канатом или цепью, и тележке с укрепленными на ней неподвижными блоками, движение влево, т.е. в сторону, противоположную действительному движению тележки, со скоростью равной скорости движения последней. Тогда тележка с укрепленными в ней блоками остановится, а кран, его рельсы на поперечине и грузовой гибкий элемент с висющим на нем грузом придут в поступательное движение—но только в направлении обратном действительному направлению движения тележки. При этом все блоки полиспаста будут вращаться на своих осях в том же направлении, как и ранее, но только оси их в пространстве будут стоять неподвижно. В получившемся таким образом *воображаемом*, а не действительном, движении мы имеем уже знакомую нам схему—ряд блоков, соединенных в кратный полиспаст и движущийся по этим блокам грузовой канат или цепь. Примем обозначения черт. 254 и 255, тогда все усилия в витках грузового каната или цепи S_1, S_2, S_3, \dots легко можно было бы определить подобно тому, как во главе о полиспастах определялась зависимость между усилием рабочего P и весом поднимаемого груза Q (см. ур. 100 и далее). В настоящем случае, однако, нас интересуют не столько самые натяжения отдельных ветвей гибкого элемента как таковые, сколько разность между последним и первым натяжениями $S_n - S_1$ гибкой нити, т. к. именно эта разность и создает то сопротивление, которое должна преодолеть прилагаемая к тележке извне сила P_2 . В виду этого для упрощения, без большой погрешности (и при том в пользу надежности расчета) можно принять будто первое натяжение равно $S_1 = \frac{1}{m} \cdot Q$, где m = числу канатов, на которых висит груз. Зная, что натяжение *сбегающего* конца гибкой нити всегда равно натяжению *набегающего* на блок конца, умноженному на коэфф-т k , мы теперь можем написать условия

$$S_1 = \frac{1}{m} \cdot Q,$$

$$S_2 = \frac{1}{m} Q \cdot k,$$

$$S_3 = S_2 \cdot k = \frac{1}{m} \cdot Q \cdot k^2,$$

$$S_n = S_{n-1} \cdot k = \frac{1}{m} Q \cdot k^{n-1},$$

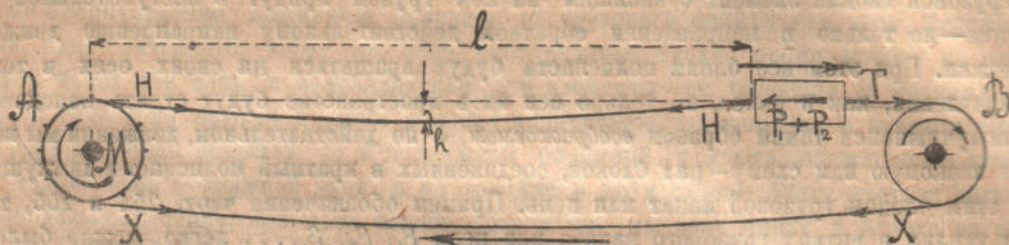
и наконец

$$P_2 = S_n - S_1 = \frac{Q}{m} \cdot (k^{n-1} - 1) \dots \dots \dots (179)$$

Так как оси блоков на тележке при расчете их на изгиб часто получаются большего диаметра, чем в обычных обоймицах полиспастов, то для этого частного случая рекомендуется брать коэфф-т k несколько больше, чем было указано для блоков (ур. 84, а) и именно $k=1,06$ для цепей, и $k=1,05$ для стальных канатов. Фактически числовые значения коэфф-та k для углов обхвата блока гибким элементом $\alpha_1 = 90^\circ$ и $\alpha_2 = 180^\circ$ получаются различные, но разница настолько незначительна, что в пользу надежности расчета свободно можно во всех случаях принимать одно и то же значение, именно указанное выше для угла обхвата $\alpha = 180^\circ$.

в. *Сопротивление движению вследствие провисания ведущей цепи.* Передвижение тележки крана производится помощью калиброванной цепи, прикрепленной своими концами к двум сторонам тележки и огибающей обычно два блока на концах поперечины крана. Один из этих блоков (левый, на черт. 256) является ведущим и выполнен в виде звездочки, а другой—нормального типа. Пусть тележку, стоящую у дальнего конца своего пути (черт. 256) нужно передвинуть еще немного ближе к концу крана, т.е. вправо; для этого нужно вращать ведущую звездочку A по ча-

совой стрелке. Зубцы звездочки натянут нижнюю ветвь цепи влево, натяжение это передастся к блоку B и на нем правому концу верхней ветви ведущей цепи. Если бы существовали только два ранее определенных сопротивления P_1 и P_2 , то нужное для движения тележки натяжение верхней ведущей ветви у блока B была бы равна



Черт. 256.

$P_1 + P_2$. Но к тележке с другой стороны прикреплен еще другой левый конец этой цепи, который, свободно провисая на значительной длине l между звездочкой и тележкой, тянет тележку влево с силой H , определяемой уравнением

$$H = \frac{q \cdot l^2}{8h} \quad (180),$$

в котором q —вес в kg погонного метра ведущей цепи, l —пролет свободно провисающей цепи, h —высота провисания цепи*). Благодаря этому обстоятельству тележку влево тянут силы P_1 , P_2 и H , следовательно натяжение цепи на правой стороне тележки должно быть

$$T = P_1 + P_2 + H \quad (181),$$

а натяжение нижней ветви ведущей цепи, принимая во внимание вредные сопротивления на блоке B должно быть равно $X = T \cdot k$. Вследствие провисания верхней и нижней ветви ведущей цепи натяжения H и X передадутся к звездочке A и на ней уравновешиваются вращающим эту звездочку моментом. Принимая во внимание коэфф-т полезного действия звездочки $\eta = 1 : k$, мы таким образом, называя r —радиус звездочки, можем написать соотношение

$$M_{zs} = \frac{X \cdot r}{\eta} - H \cdot r,$$

откуда согласно вышеуказанного получаем

$$M_{zs} = (P_1 + P_2 + H) \cdot k \cdot k_1 \cdot r - H \cdot r \quad (182).$$

Механизм для вращения вала ведущей звездочки A может быть рассчитан как и механизм ворот по уравнению

$$n \cdot p \cdot l \cdot i \cdot \eta = M_{zs},$$

в котором все обозначения те же, что и при расчете ворот n и p —число и усилие рабочих, l —длина рукоятки, i —передаточное число от вала рукоятки к валу звездочки, η —коэфф-т полезного действия механизма до вала звездочки.

*) Относительно величины провисания ведущей тележки цепи в литературе нет никаких указаний. В небольших ручных кранах этим размером примерно можно задаваться в пределах от $\frac{1}{60}$ до $\frac{1}{80}$ пролета l , или около 100—150 mm .

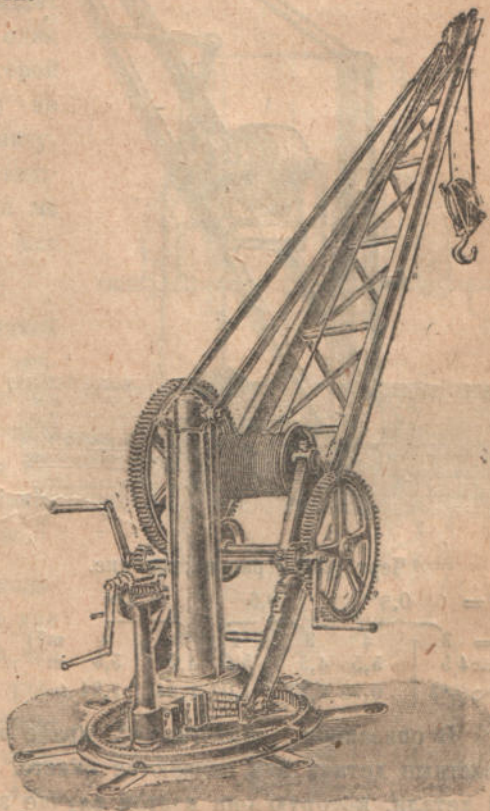
В. Краны без внешней верхней опоры.

Краны без внешней верхней опоры также не устойчивы сами по себе, но при установке их нет необходимости в каком-либо постороннем, вне крана находящемся, сооружении для прикрепления к нему верхней опоры крана, так как в них конструкция крана соответственным образом связана с фундаментом, который один, своим весом, противостоит опрокидывающим усилиям, действующим на ферму крана. По способу установки различают:

- 1) краны, вращающиеся вокруг *неподвижной* колонны, или краны на колонне;
- 2) краны с вращающейся колонной;
- 3) краны Ферберна, в которых ферма крана слилась в одно целое тело с колонной;
- 4) краны деррики, называемые также иногда кранами Велерта, с поднимающеюся в вертикальной плоскости укосиной, и
- 5) краны на платформе, вращающейся вокруг вертикальной оси.

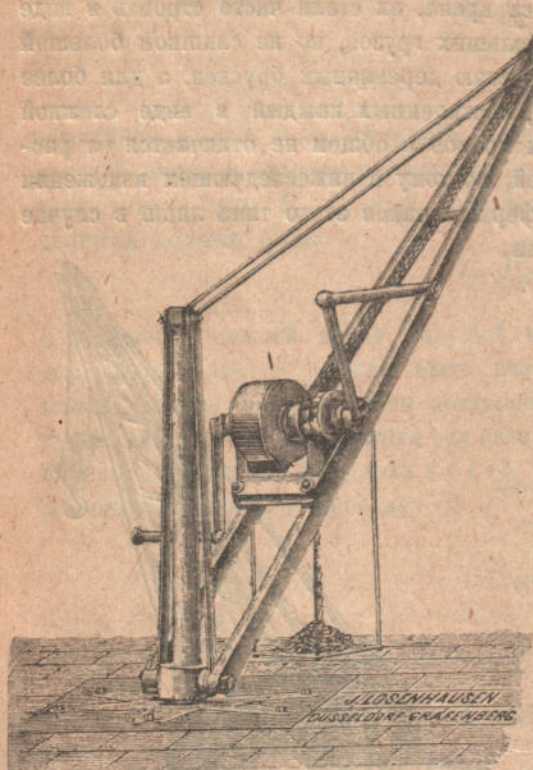
Краны, первой, второй и пятой групп строятся с фермами тех же уже выше-описанных типов, т. е. с поперечинами, с укосинами, с тягами, и в виде сплошной или раскосной фермы; краны Ферберна в начале строились исключительно со сплошной фермой, но потом, в видах уменьшения веса крана, их стали часто строить в виде раскосной фермы, а краны Велерта, для небольших грузов, но не слишком большой вылет, состояются из отдельных, большею частью деревянных брусьев, а для более мощных кранов — из металлических стержней, построенных каждый в виде сложной раскосной фермы. Расчет фермы всех этих кранов в общем не отличается от расчета фермы кранов с внешней верхней опорой, поэтому в нижеследующем изложении будут даваться указания о расчете частей фермы кранов этого типа лишь в случае существенных отклонений от обычного расчета.

53. Общее описание кранов на колонне.
(*Säulenkran, Freistehender Drehkran; Grue à fût, Grue à colonne; Pillar crane*). Представленный на черт. 257 кран является типичным представителем кранов на колонне. На фундаментной плите, снабженной несколькими лапами (в виде лучей) для фундаментных болтов, прочно укреплена металлическая, утоняющаяся кверху, неподвижная колонна, которая и является опорой для фермы крана. Ферма крана — в данном случае укосина и тяги — прикреплена к колонне помощью двух опорных деталей: в верхней части особой поперечиной или траверсой, воспринимающей действие опорных реакций — вертикальной V и горизонтальной H (см. черт. 208), а в нижней части опорной коробкой, воспринимающей горизонтальную опорную реакцию H . Так как в этом кране на колонне вертикальная реакция воспринимается в верхней опоре, то стойка крана, как мы ее имели в кранах с внешней верхней опорой, здесь уже больше не нужна и потому она заменена двумя вертикальными тягами, при по-



Черт. 257.

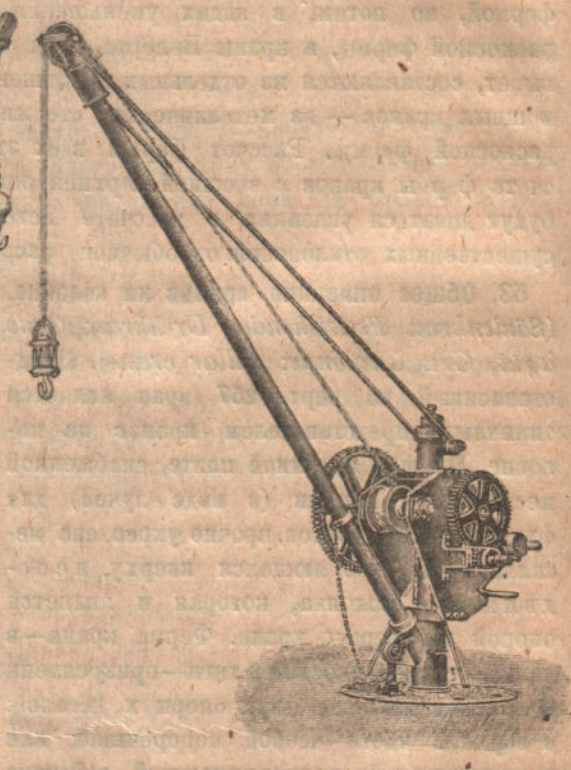
мощи которых нижняя опорная коробка подвешена к верхней траверсе крана; эти тяги испытывают только растягивающую нагрузку и потому обыкновенно выполняются из круглого или тонкого полосового железа. Для подъема груза имеется ворот с канатным барабаном, поставленный на укосине, а вращение крана производится при помощи специального механизма: к нижней опорной коробке крана прикреплена специальная трубчатая опора для двойной зубчатой передачи — первой конической и второй цилиндрической, с планетным движением, в которой большое цилиндрическое зубчатое колесо выполнено в виде зубчатого обода, неподвижно укрепленного на фундаментной плите, и потому не могущем вращаться. Если рабочий начнет вращать ручку этого механизма, то он через посредство конической передачи приведет во вращение вертикальный вал механизма, а следовательно и сидящую на нем маленькую цилиндрическую зубчатую шестерню; шестерня эта будет нажимать на зубцы большого колеса и будет стремиться его повернуть, но так как это последнее колесо вращаться не может, то, наоборот, должна прийти во вращение ось вертикального вала (а с нею вместе и весь кран) вокруг вертикальной оси, проходящей через центр большого колеса, другими словами, вокруг колонны. Вращение это будет происходить в сторону обратную той, в какую вращалось бы большое колесо, если бы оно могло свободно вращаться.



Черт. 258. Кран на колонне.

$Q =$	0,3		0,6		1,2 tn	
$a = 3$	4	3	4	3	4	$m^*)$
$h_0 = 4,5$	5,5	4,5	5,5	4,5	5,5	m
$G \approx 0,83$	0,92	0,97	1,07	1,24	1,34	tn

В описанном „типичном“ кране некоторые детали могут отсутствовать, а иногда известные детали или сливаются вместе, или же им как бы поручаются функции другой детали, которую они в этом случае заменяют. Так механизм для вращения крана



Черт. 259. Кран образца прусских казенных железн. дорог.

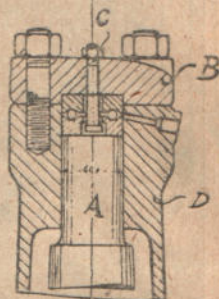
$Q =$	1	1,5	2	3 tn
$a = 3$	3,2	3,5	3,5	m
$h_0 = 4$	4,25	4,5	4,5	m
$G \approx 1,8$	2,2	2,8	3,8	tn

*) Q — поднимаемый груз; a — вылет; h_0 — высота верхнего блока от земли; G — вес крана.

часто становится излишним—если усилие, нужное для вращения нагруженного крана незначительно; пример такого крана, в остальных своих частях тождественный с выше-описанным краном, но с воротом для калиброванной цепи, представлен на черт. 258, и для простой цепи в Атласе на табл. 25, фиг. 5—9*).

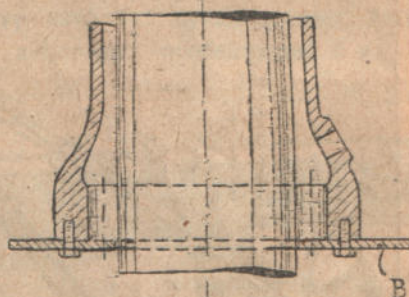
На черт. 259 представлен тип простого недорогого крана, в котором траверса, нижняя опорная коробка и вертикальная тяга слились в одно целое тело,—в упирающуюся книзу, отлитую из чугуна трубу, в виде шапки надеваемой сверху на колонну. Укосина выполнена из сварной толстостенной железной трубы, а ворот укреплен к той же облегающей колонну чугунной трубе.

Краны этого типа чрезвычайно распространены на всех германских железных дорогах и преимущественно применяются для снабжения паровозов углем. Верхняя и нижняя опоры большей частью выполняются как простые опоры для шипов и пят с хорошей смазкой, вливаемой сверху; но последние годы многие заводы, с целью возможно облегчить вращение крана и уменьшить расход на смазку, начали применять опоры на шариках и на роликах (черт. 260 и 261).



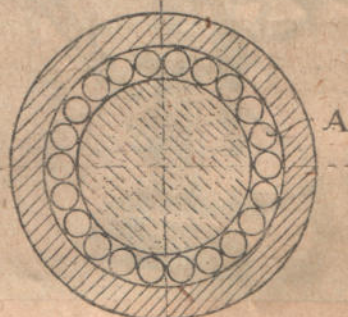
Черт. 260.

В верхней опоре на черт. 260 облегающая колонну труба *Д* снабжена крышкой *В*, в которой помощью болта *С* подвешена шариковая пята; для осмотра пяты надо отпустить гайки у главных шпилек, тогда труба *Д* сядет на заплечик шипа *А*. Теперь можно снять крышку вместе с пятой, осторожно развернуть гайку болта *С* и обнажить шарики. В нижней опоре на черт. 261 все ролики *А* опоры вплотную один к другому поставлены на пластинке *В*, и ею во время работы поддерживаются. Последняя конструкция очень проста, но страдает тем недостатком, что ролики будут тереться один о другой; лучше будет конструкция, в которой ролики снабжены шипами и удерживаются на своих местах двумя пластинками сверху и снизу, в которых для этих шипов устроены соответствующие гнезда (табл. 26, фиг. 14—15), или же нормальная шариковая опора, в которой для каждого шарика имеется свое особое гнездо.



На черт. 262 представлен кран с ломаной укосиной, у которого за недостатком места оказались вынужденными прикрепить ворот не на укосине, а под нею. Кран также очень прост и легок, но рабочие во время работы должны находиться близ поднимаемого груза, что стесняет все движения и даже может быть небезопасно.

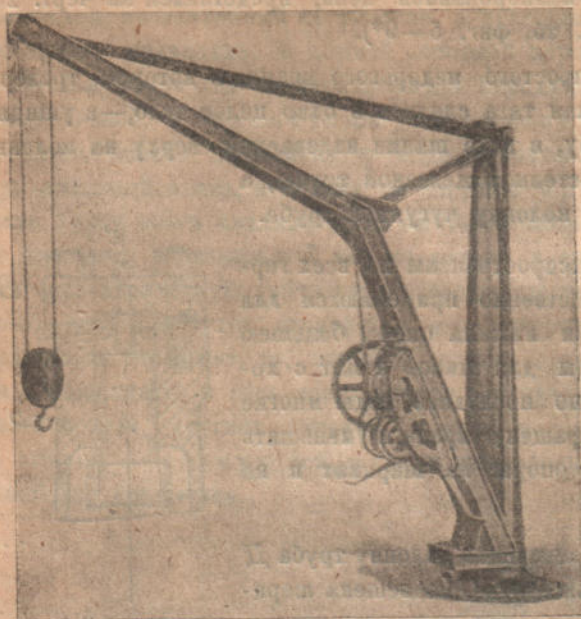
Кроме указанного недостатка, еще не желательно ставить ворот на укосину, особенно для кранов большой подъемной силы, в виду того, что при этом центр тяжести всего крана очень удаляется от центра колонны и потому излишне нагружаются колонна, фундаментные болты и самый фундамент. В виду этого с этой точки зре-



Черт. 261.

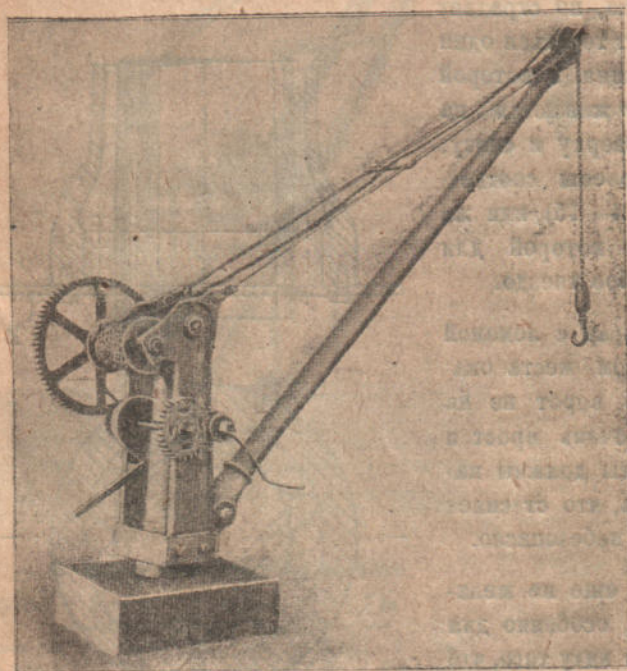
*) Подобный кран зав. *Brown* на 2 тa при вылете в 4,5 м представлен на стр. 10 в 1 части настоящего курса.

ния заслуживают предпочтения краны, в которых ворот помещен на вертикальных тягах, которые для этого приходится уширять и которые в данном случае собственно



Черт. 262. Кран зав. *Brown* в Сев. Амер. на 2 tn при вылете в 3 m.

дах удобства сборки и расположения валов и шестерен передачи, имеют несимметричное



Черт. 263. Кран зав. *Stothert & Pitt*.

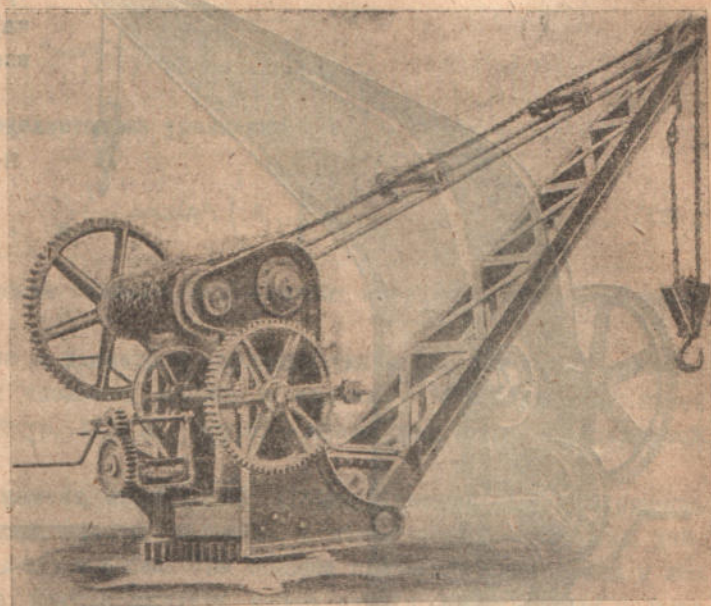
$Q =$	1	2	3 tn
$a =$	3	3,6	3,6 m
$G =$	1,5	2	2,5 tn

сливаются в одно целое со щитами ворота (см. черт. 263 и 264 и также в Атласе: краны с чугунными щитами—на табл. 26, фиг. 1—8; на табл. 28, фиг. 1—4; на табл. 29, фиг. 1—6; краны с железными щитами—на табл. 27, фиг. 1—14 и 17—27). По внешней форме мы стало быть получаем щиты, которые в то же время исполняют роль одного из стержней фермы крана, и потому на силу, действующую по этому стержню, и должны быть рассчитаны—помимо тех усилий, которые на них передаются от валов передач, от собачки и от оси тормазного рычага. При расчете щитов также необходимо обратить внимание, как расположены различные сечения щитов крана по отношению к действующим на них силам; так, напр., щиты крана фиг. 1—6 на табл. 29, в ви-

относительно оси колонны сечение,—очевидно, что они будут подвергаться, кроме растяжения, еще и весьма сильному изгибу. Краны на колонне, часто также называемые магазинными, преимущественно строятся с укосиной и тягами, но для специальных целей нередко также строят краны и с другой конструкцией фермы. На черт. 265 (и также в Атласе на табл. 28, фиг. 16) представлен тип крана с поперечной и простой укосиной, часто применяемый в литейных, а также в кузницах и на металлургических заводах, а на черт. 266 (и также в Атласе на табл. 28, фиг. 6—7 и 17; на табл. 30—31, фиг. 15—17) представлен кран

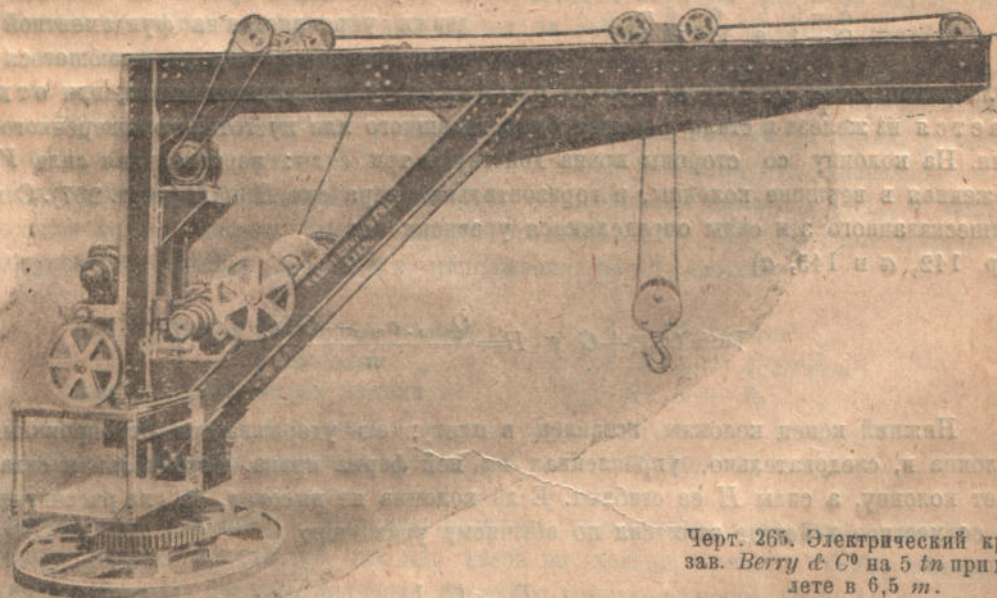
со сплошной клепаной фермой, применяемый в случаях, когда требуется иметь более свободного места под краном, пре-

имущественно для под'ема грузов, занимающих при сравнительно малом весе большой об'ем. Краны, типа черт. 265, иногда снабжаются высокой колонной—до верхнего узла стойки, но большую часть колонна делается короче, и тогда траверса крана укрепляется в соответствующем месте на середине стойки, как это эскизно указано пунктиром на кране в Атласе на табл. 28, фиг. 16. Очевидно, в данном случае верхняя часть стойки крана (выше траверсы) будет сжиматься или растягиваться в зависимости от положения груза на поперечнике, а нижняя часть будет растягиваться. Кроме того еще вся стойка под действием горизонтальных реакций H , действующих на нее не в узлах, будет подвергаться изгибу. Выше кратко описанные краны на колоннах столь просты по конструкции, что не нуждаются в более подробном описании, поэтому мы в нижеследующем перейдем к расчету наиболее существенных деталей кранов на колонне и при этом попутно коснемся некоторых особенностей в их конструкции.



Черт. 264. Кран зав. *Applebys Lim.*

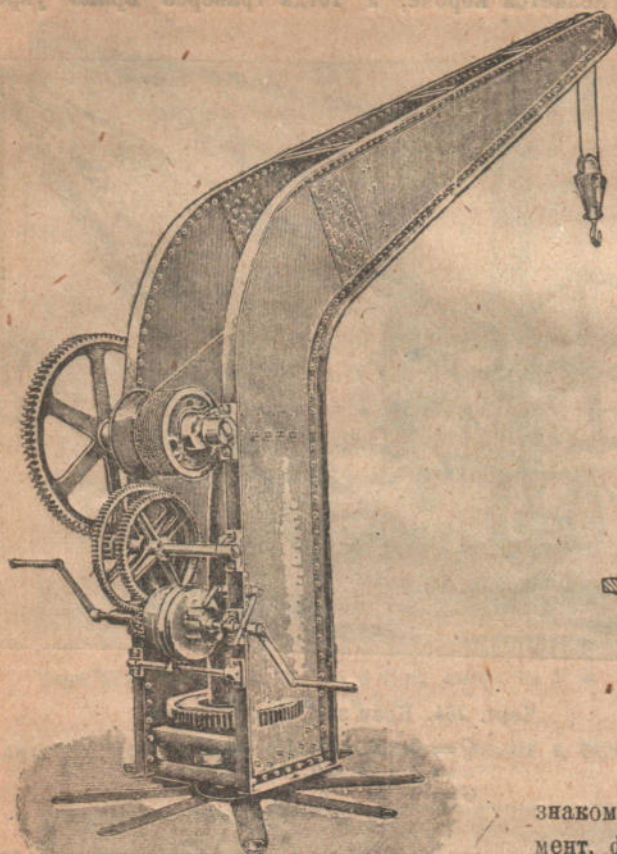
$Q =$	3	5	10	15	20 <i>tn</i>
$a =$	3	4,25	4,9	4,9	4,9 <i>m</i>
$G =$	3	5	9	12	18 <i>tn</i>



Черт. 265. Электрический кран зав. *Berry & Co* на 5 *tn* при вылете в 6,5 *m*.

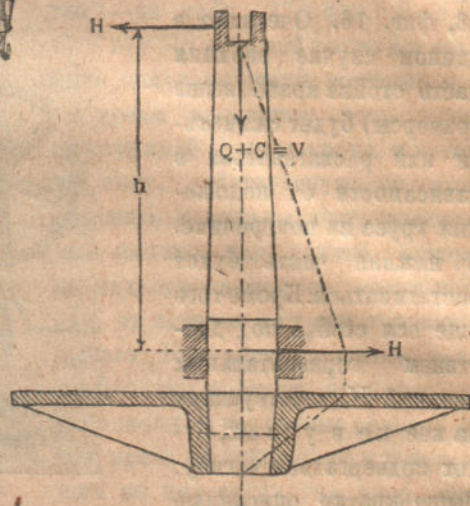
54. Расчет и конструкция некоторых деталей кранов на колонне. Так как в кранах на колонне многие детали совершенно тождественны с соответствующими дета-

лями кранов с внешней верхней опорой, то мы здесь дадим указания о расчете лишь деталей, впервые встречающихся в кранах на колонне (колонна, траверса, нижняя опорная коробка), а также таких, которые по внешнему виду нам хотя уже



Черт. 266. Кран зав. Becker.

$Q =$	3	5	10	15 tn
$a =$	5	5	6	6 m
$G =$	4	6	11	16 tn.



Черт. 267.

знакомы, но рассчитываются иначе (фундамент, фундаментные болты).

А. Колонна. (*Säule, Kransäule, Fût de grue, Colonne de grue, Pillar, Crane pillar*). Колонна кранов на колонне неподвижно укрепляется на фундаментной плите и изготавливается в виде утолщающегося к низу

тела равного сопротивления; колонна отливается из чугуна и стали, или отковывается из железа и стали, и может быть сплошного или пустотелого поперечного сечения. На колонну со стороны крана действуют три силы: вертикальная сила V , приложенная в вершине колонны, и горизонтальная пара сил H и H (черт. 267). Согласно вышесказанного эти силы определяются уравнениями:

(ур. 142, a и 145, a)

$$V = Q_{max} + G \text{ и } H = \frac{Q_{max} \cdot a_{max} + G \cdot c}{h}$$

Нижний конец колонны вставлен в плиту; ею удерживается от опрокидывания колонна и, следовательно, укрепленная на ней ферма крана. Вертикальная сила сжимает колонну, а силы H ее сгибают. Если колонна не высокая, то она рассчитывается на совместное действие этих сил по обычному уравнению

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{H \cdot h}{W} \dots \dots \dots (183),$$

если же колонна очень высока, то вместо обыкновенного сжатия будет иметь место продольный изгиб. Вследствие этого напряжение в колонне несколько повысится; точ-

ное определение этого напряжения аналитически довольно сложно, но по исследованиям проф. Н. И. Мерцалова сложное напряжение материала колонны во всяком случае будет менее величины, определяемой уравнением

$$\sigma_{\max} < \frac{H \cdot h}{W} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{n}} \dots \dots \dots (184),$$

в котором коэффициент n определяется из уравнения

$$\frac{1}{n+1} = \sin^2 \left(h \cdot \sqrt{\frac{V}{E \cdot J}} \right) \dots \dots \dots (185),$$

где E —модуль упругости материала колонны, а J —момент инерции нижнего (опасного) сечений колонны.

Для *высокой*, сравнительно с диаметром, колонны таким образом *действительное* напряжение материала от сложного изгиба и сжатия с одной стороны будет *больше* величины, определяемой ур. 183, а с другой—*менее* величины, определяемой ур. 184 и 185.

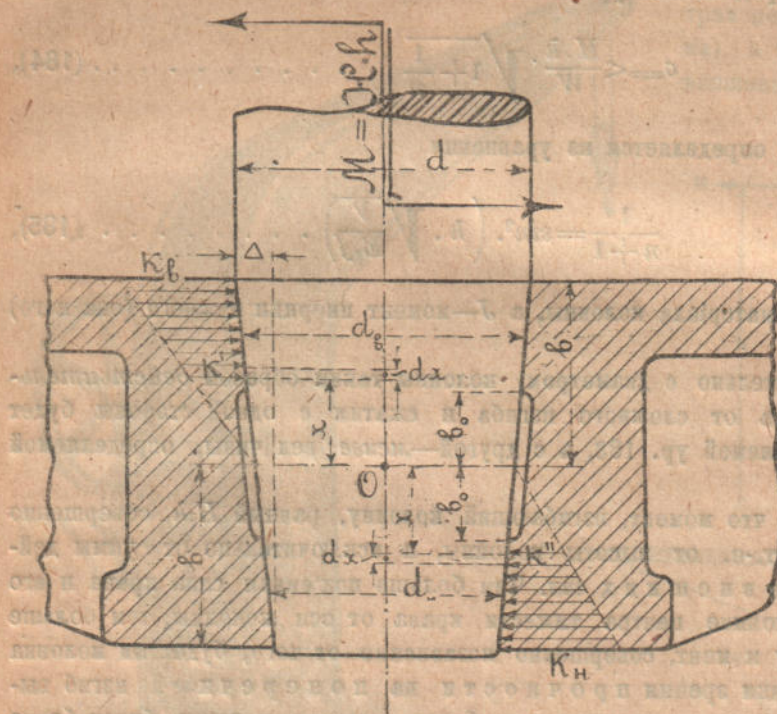
Обращаем внимание, что момент, изгибающий колонну, равный $H \cdot h$, совершенно не зависит от размера h , т.е. от высоты колонны, а исключительно от суммы действующих на нее моментов *внешних* сил. Чем больше подъемная сила крана и его вылет, вес крана и расстояние центра тяжести крана от оси колонны, тем больше будет изгибающий колонну момент, совершенно независимо от того, будет ли колонна низкая или высокая; с точки зрения прочности на поперечный изгиб высота колонны не имеет никакого значения, но более высокая колонна будет более опасна на продольный изгиб от сжимающей колонну силы V . Последнее обстоятельство однако также не имеет столь решающего значения в назначении высоты колонны, сколько вопрос о деформации колонны, нагруженной моментом $H \cdot h$. Стрела прогиба f вершины колонны под действием силы H , как известно, выражается уравнением типа $f = A \cdot H \cdot h^3$, где A —коэф. пропорциональности, зависящий от внешнего очертания, от материала и от момента инерции поперечного сечения колонны. Из этого видно, что незначительное даже повышение колонны влечет за собою очень заметное увеличение прогиба колонны; большой прогиб колонны особенно не желателен в кранах с поперечной, по которой ходит тележка (черт. 265 и 273). При увеличении высоты колонны только на 25% стрела прогиба ее у вершины, при прочих равных условиях, увеличится на 95%, т.е. почти *вдвое* ($1,25^3 = 1,95$). Поэтому рекомендуется назначать высоту колонны возможно небольшой; обыкновенно ее назначают около 1,2 до 1,7 и лишь редко доходят до 2-х метров, считая между серединами опор. При расчете колонны можно допускать следующие *полные* напряжения (изгиб+сжатие)

для чугунных сплошных колонн	$\sigma \leq 2,5 \text{ kg/mm}^2$,
„ „ „ пустотелых „	$\sigma \leq 3 - 4 \text{ kg/mm}^2$,
для стальных <i>литых</i> колонн	$\sigma \leq 6 - 8$ „
„ <i>железных кованых</i> „	$\sigma \leq 7 - 9$ „
„ стальных кованых „	$\sigma \leq 10 - 12$ „

В пустотелых колоннах отношение радиусов внутреннего к наружному обыкновенно делают равным 0,5 до 0,6, так как здесь не столько стремятся более выгодно использовать материал, сколько получить возможно тонкую колонну. Начиная от середины нижней опорной коробки и до уровня плиты изгибающий колонну момент остается постоянным, и уже в хвосте колонны, внутри плиты, изгибающий момент постепенно падает до нуля (черт. 267). Верхний конец колонны выполняется двойным образом—или с углублением, в которое будет вставлен шип верхней траверсы (черт. 278, а

также в Атласе на табл. 27, фиг. 18; на табл. 28, фиг. 2), или *шипом*, который нередко делается вставным. На этот шип сверху надевается траверса, снабжен-

ная в этом случае соответствующим углублением (черт. 277 и в Атласе на табл. 25, фиг. 5 и 15; на табл. 27, фиг. 2, 12, 16; на табл. 28, фиг. 4, 6, 10 и 16; на табл. 29, фиг. 11). Как в том, так и в другом случае размеры шипа и пяты определяются, как было указано для шипов и пяты кранов с внешней верхней опорой (ур. 165 и 166) при тех же допускаемых напряжениях. Хвост колонны назначается такой длины, чтобы напряжения смятия на поверхности гнезда и хвоста (черт. 268) под



Черт. 268.

действием силы V и выворачивающего колонну из опоры момента $M = H \cdot h$ не были больше допускаемой (для более слабого материала) величины. Рассмотрим сначала влияние момента пары сил H .

Под влиянием этого момента на поверхностях хвоста и гнезда возникают напряжения k' и k'' , которые мы будем считать распределяющимися по высоте хвоста по закону прямой линии (черт. 268), тогда для площадок dx на высоте x от центра O в обе стороны мы будем иметь напряжения.

$$\text{вверху} - k' = k_s \cdot \frac{x}{b} \text{ и внизу} - k'' = k_n \cdot \frac{x}{b} \dots \dots \dots (186).$$

Так как напряжения k' и k'' уравновешивают действие момента $M = H \cdot h$, то мы имеем условия:

$$\int_{b_s}^b k' \cdot d_s \cdot dx = \int_{b_n}^b k'' \cdot d_n \cdot dx \dots \dots \dots (187),$$

$$H \cdot h = \int_{b_s}^b k' \cdot d_s \cdot dx \cdot x + \int_{b_n}^b k'' \cdot d_n \cdot dx \cdot x \dots \dots \dots (188),$$

при чем при написании этих уравнений, в видах упрощения, сделаны следующие допущения: во-первых, как верхняя, так и нижняя части хвоста колонны рассматриваются как цилиндры диаметров d_s и d_n , что вполне допустимо, так как уклон (бразующей конуса хвоста обычно делается очень незначительный; во-вторых, предположено, что в каждой полоске dx напряжения k' и k'' постоянны (черт. 269)*).

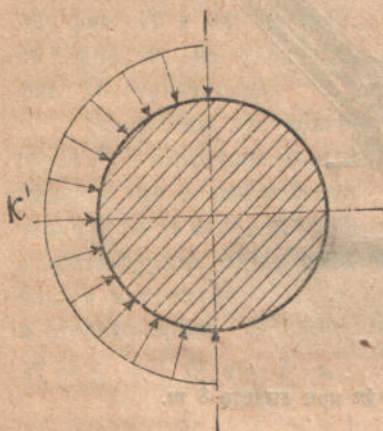
*) В действительности эти напряжения являются только средними, а истинное наибольшее напряжение в данном сечении (черт. 270), как известно, больше, — примерно на 57%, так как существует зависимость:

$$k'_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot k' \text{ и } k''_{\max} = \frac{\pi}{2} \cdot k''.$$

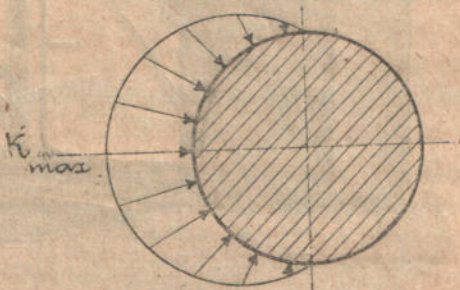
Если мы вставим в ур. 187 величины напряжений k' и k'' , определяемые ур. 188 и произведем указанные действия, то мы найдем соотношение

$$k_s \cdot d_s = k_n \cdot d_n \text{ или } k_s = k_n \frac{d_n}{d_s} \dots \dots \dots (189),$$

указывающее, что у нижнего края сужающегося книзу хвоста напряжение смятия будет больше, чем у верхнего, более толстого края.



Черт. 269.



Черт. 270.

Если мы таким же образом исключим из ур. 188 величины k' и k'' и, кроме того, еще примем во внимание только что полученный результат, то мы найдем последовательно

сначала
$$H \cdot h = \frac{k_s \cdot d_s}{b} \int_{b_0}^b x^2 \cdot dx + \frac{k_n \cdot d_n}{b} \cdot \int_{b_0}^b x^2 \cdot dx,$$

затем
$$H \cdot h = 2 \frac{k_n \cdot d_n}{b} \cdot \frac{1}{3} (b^3 - b_0^3)$$

и, окончательно
$$k_n = \frac{3}{2} \cdot \frac{H \cdot h}{d_n \cdot b^2} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{b_0}{b}\right)^3} \dots \dots \dots (190).$$

Если хвост прикасается к гнезду по всей длине образующей, т.е. если размер $b_0 = 0$, то мы найдем

$$k_n = \frac{3}{2} \cdot \frac{H \cdot h}{d_n \cdot b^2} \dots \dots \dots (190, a).$$

К этому напряжению от действия пары H еще надо прибавить напряжение смятия k_0 от вертикальной силы V , которое равномерно распределяется по всей опорной поверхности и определяется уравнением (см. черт. 268).

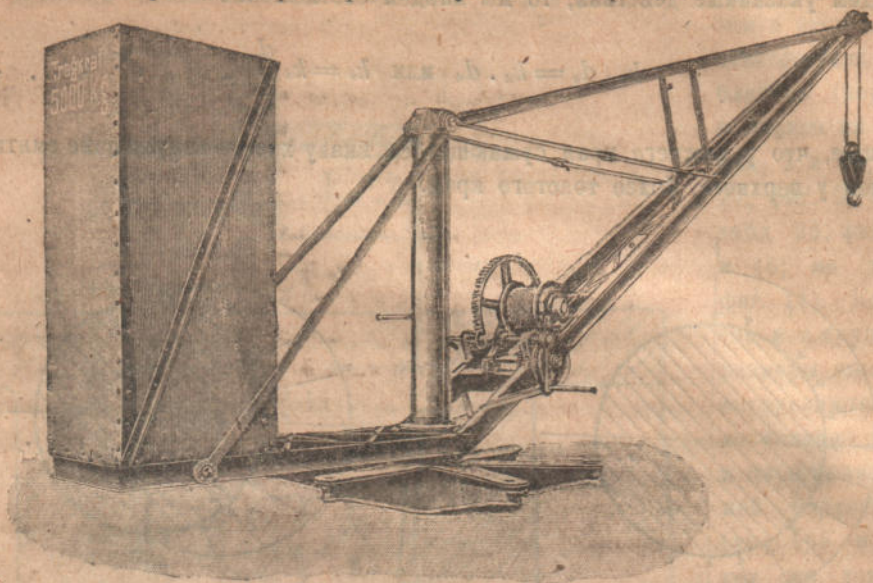
$$V = k_0 \cdot \pi \cdot (d_s + d_n) \cdot \frac{\Delta \cdot b - b_0}{2} \dots \dots \dots (191). \quad \text{+}$$

При $b_0 = 0$ последнее уравнение принимает вид

$$V = k_0 \cdot \pi \cdot (d_s + d_n) \cdot \frac{\Delta}{2} = k_0 \cdot \pi \cdot d_s \cdot \Delta \dots \dots \dots (191, a),$$

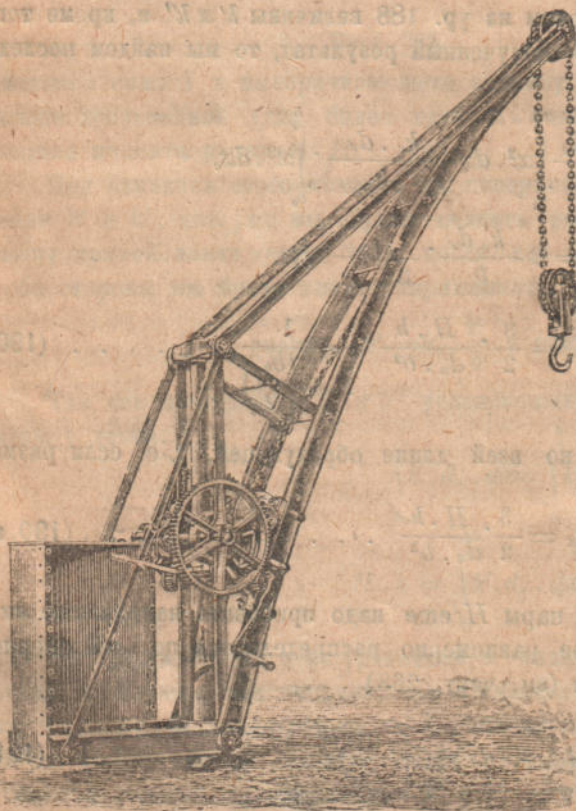
где $d_0 = 1/2 (d_s + d_n)$ — средний диаметр хвоста колонны.

При проектировании обыкновенно сначала задаются формой хвоста, а затем уже проверяют, какое при этих размерах получается напряжение смятия, которое для



Черт. 271. Кран зав. *Findeisen* на 5 tn при вылете 8 m.

чугуна можно допустить $k_0 + k_n \leq 2,5 \text{ kg/mm}^2$. Длину хвоста обыкновенно назначают $2b = 0,9 \text{ до } 1,5 d$; $b_0 = \text{от } 0 \text{ до } 0,75 b$.

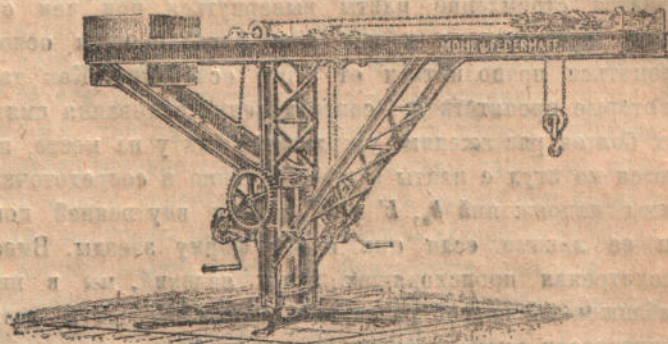


Черт. 272.

Из ур. 183 и 184, а также 190 легко можно усмотреть, какое большое влияние на толщину колонны и размеры хвоста ее имеет изгибающий ее момент $M = H \cdot h$; естественно возникает стремление возможно его уменьшить. Для этого, во-первых, стремятся переместить ворот, щиты и механизм для вращения крана в сторону, противоположную грузу, чтобы центр тяжести крана был возможно ближе к центру колонны, а если возможно, то даже и по другую сторону ее, и тогда в уравнении 168 второй член во второй части уравнения уже будет входить с минусом. Очень яркий пример в этом смысле представляет кран на табл. 29 фиг. 1, в котором чугунные щиты ворота очень сильно сдвинуты от оси колонны—даже в ущерб прочности этих щитов, подвергающихся здесь сильному эксцентрическому изгибу. Но иногда и этого мало, тогда применяют контргрузы (*Gegengewicht; Contrepoids; Counterweight*), как представлено

на черт. 271, 272 и 273. На черт. 271 и 272 к нижней опорной коробке крана прикреплены две горизонтальные балки, другим своим концом подвешенные помощью

наклонных тяг к верхней траверсе крана; на этих балках поставлен клепанный железный ящик, загружаемый камнями, старым чугуном и прочими тяжелыми предметами. На черт. 273 поперечина крана продолжена по другую сторону колонны и на ней укреплен чугунный контр-груз. Другие такие краны имеются на табл. 22—23, фиг. 19 и 34; на табл. 26, фиг. 9; на табл. 28, фиг. 16 (пунктиром).



Черт. 273. Кран зав. Mohr & Federhaff.

Обозначим вес контр-груза P , а расстояние центра тяжести его от оси колонны через p , тогда колонна крана с контр-грузом будет изгибаться моментами: в сторону груза

$Q = 1,5$	$2,5$	$3,5$	4	5	tn ,
$a = 3,5$	4	4	5	4	m ,
$h = 2,9$	3	$3,2$	4	4	m ,
$G = 2,6$	$3,1$	$3,6$	6	8	tn .

$$M_z = Q \cdot a + G \cdot c - P \cdot p,$$

а в сторону контр-груза, если груз Q снят,

$$M_k = P \cdot p - G \cdot c.$$

Во втором уравнении момент от груза не входит, так как это уравнение имеет место, когда кран не нагружен и крюк висит без груза.

При расчете колонны самое выгодное соотношение между величинами Q , G , P , a , c и p будет в том случае, если изгибающие моменты в ту и другую сторону будут равны, т.е. при условии $M_z = M_k$. При указанном требовании мы получаем соотношения

$$P \cdot p = G \cdot c + 0,5 \cdot Q \cdot a \text{ и } M_z = M_k = H \cdot h = 0,5 \cdot Q \cdot a \dots (192). \quad +$$

Но не всегда удастся фактически осуществить кран с указанными наивыгоднейшими для колонны величинами P и p , так как часто контр-груз получается очень тяжелым; действительно, пусть будет $Q = 6 \text{ tn}$; $G = 6 \text{ tn}$; $a = 4 \text{ m}$; $c = 1 \text{ m}$, тогда мы получим $P \cdot p = 18 \text{ tn}$. Нужно было бы, следовательно, поставить контр-груз тоже в 6 tn на расстоянии 3 m от оси колонны. Поэтому часто назначают $M_k = \alpha \cdot M_z$, где α — коэффициент меньший единицы, и тогда получается

$$P \cdot p = G \cdot c + \frac{\alpha}{1 + \alpha} \cdot Q \cdot a \text{ и } M_z = \frac{1}{1 + \alpha} \cdot Q \cdot a \dots (193).$$

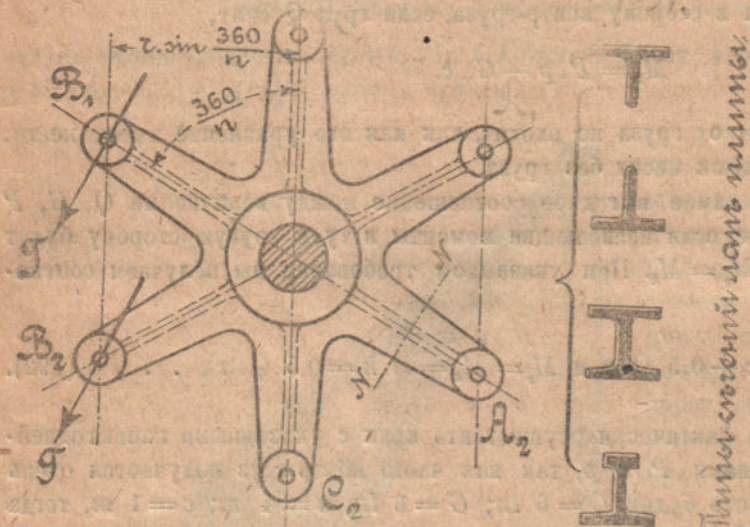
При $\alpha = 1$ мы имеем наименьший возможный для данного крана изгибающий момент колонны, так сказать, полное уравновешение; при $\alpha < 1$ изгибающий момент будет уже больше и притом в сторону груза. Так как краном поднимают всякие грузы от 0 до Q_{\max} , при чем Q_{\max} поднимают сравнительно редко, то нет особенной необходимости стремиться удовлетворять ур. 192, а даже выгоднее принять α около 0,5—0,7, — тогда во все время работы крана колонна будет изгибаться в ту и другую сторону более равномерно и лишь изредка, при подъеме максимального груза, напряжения в ней будут превышать некоторое среднее для нее значение.

Тот же момент, который изгибает колонну, также нагружает и место заземления ее в плите, поэтому при расчете хвоста колонны разгружающее влияние контр-груза также надо принять во внимание.

Б. Фундаментная плита и болты. Фундаментная плита, давая опору колонне крана, сама в свою очередь также должна противостоять тем усилиям, которые действуют на колонну, т.е. силе V и паре H и H . Результатом действия этих сил является стремление плиты вывернуться, при чем одной своей стороной она будет плотно прижиматься к под нею находящемуся основанию, а другая сторона будет стремиться приподняться от этого основания. Как там, так и здесь плита встречает некоторые препятствия:—сопротивление основания смятию и сопротивление фундаментных болтов растяжению удерживают плиту на месте, при чем те и другие силы передаются ко втулке плиты (где собственно и сосредоточиваются силы V , H и H , в виде суммы напряжений k_0 , k' и k'' смятия внутренней поверхности втулки) телом плиты или ее лапами, если она имеет форму звезды. Вместо полного, довольно сложного рассмотрения происходящих здесь явлений, мы в нижеследующем укажем простой приближенный способ расчета болтов и лап плиты, дающий результат довольно близкий к фактически имеющимся на практике. Желая ознакомиться с более полным расчетом, в котором однако также пришлось ввести некоторые упрощающие анализ допущения, мы рекомендуем соответствующую главу в первом томе IV издания сочинения *Ernst, Hebezeuge*, стр. 516—528.

Пусть мы имеем плиту (черт. 274), нагруженную вертикальной силой $V = Q +$

$G + P$ и опрокидывающим моментом $H.h = Q.a + G.c - P.p$; предположим, что плита имеет n лап, тогда довольно удачные размеры болтов получаются, если допустить, что плита стремится повернуться вокруг горизонтальной оси, проходящей через центры болтов A_1 и A_2 , а удерживать ее от этого будут только 2 противоположные им болта B_1 и B_2 , действие же остальных болтов C_1 и C_2 , во внимание не принимается.



Черт. 274.

Напишем теперь уравнение моментов относительно оси A_1A_2 , при чем вес самой плиты и колонны в видах большей надежности, можно в расчет не принимать, тогда мы получим уравнение

$$2 T r \sin \frac{360}{n} = Q \left(a - r \sin \frac{360}{n} \right) + G \left(c - r \sin \frac{360}{n} \right) - P \left(p + r \sin \frac{360}{n} \right). \quad (194),$$

определяющее силу T , действующую по болтам, в котором r —расстояние болтов от центра плиты, n —число болтов, а все остальные обозначения те же, что и раньше.

Так как болты при установке крана сильно затягиваются, то при расчете поперечного сечения их по силе T , в виду этого обстоятельства, а также в виду возможности ржавления болтов внутри кладки фундамента, не следует брать слишком высокие напряжения. Обыкновенно напряжения в болтах назначают не более 3,6—4 kg/mm^2 .

Лапы плиты большею частью делают таврового сечения с вертикальным ребром, обращенным вниз (черт. 267 и 268), но такое сечение не рационально, так как действием опрокидывающего момента каждая лапа, смотря по положению крана, будет перегибаться то вниз, то вверх, — правильное поэтому делать лапу симметричного или еще лучше несимметричного двутаврового сечения (сечения $N-N$ на черт. 274) и рассчитывать ее у втулки по силе T , действующей на нее на конце. Если лапа делается таврового сечения, то ее следует подсчитать два раза, направив ту же силу T один раз вниз, а затем вверх, так как выгибающее лапу кверху действие сопротивления основания можно приблизительно приравнять действию такой же силы T , действующей вверх. В виду неточности приведенного расчета нужно при назначении размеров поперечного сечения лап допускать напряжение изгиба чугуна не более $1,8-2 \text{ kg/mm}^2$, и затем при установке хорошо залить плиту на фундаменте цементом.

Втулка плиты внутри нагружена разрывающими ее по образующей напряжениями $k_0 + k_n$ и $k_0 + k_n$; второе напряжение, у нижнего края плиты, больше, и потому по нему тело втулки должно быть рассчитано как стенка сосуда, нагруженного изнутри давлением жидкости, по формуле Баха

$$d_{\text{наруж.}} = d_{\text{внутр.}} \cdot \sqrt{\frac{Z + 0,4 p}{Z - 1,3 p}} \dots \dots \dots (195),$$

в которой $p = k_0 + k_n$ — напряжение смятия на внутренней поверхности втулки, а Z — допускаемое напряжение материала втулки; так как корень представляет отвлеченное число, то при пользовании этим уравнением можно выражать попарно $d_{\text{нар.}}$ и $d_{\text{внутр.}}$, а также Z и p , в произвольных, но одинаковых для членов каждой пары, размерах.

Нижнюю часть втулки часто делают несколько толще остальной части, как представлено на черт. 268. Различные формы плит указаны на табл. 25—29 Атласа.

В. Фундамент. В то время как фундамент крана с внешней верхней опорой опрокидывается горизонтальной силой H , приложенной в середине нижнего шипа (см. черт. 220), фундамент крана на колонне должен противостоять моменту пары сил H и H , поэтому получается некоторая разница в расчете фундамента, заключающаяся в том, что теперь опрокидывающий фундамент момент $H \cdot h$ постоянен и не зависит от той или иной высоты кладки фундамента, в то время, как раньше эта высота имела очень большое значение. Для устойчивости крана должны соблюдаться следующие условия: фундамент должен быть настолько тяжел, чтобы часть веса его приходящаяся на один болт, соответствовала силе T по болту (черт. 274), определяемой ур. 194 и в то же время ширина и основания фундамента должна удовлетворять требованиям прочности грунта (ур. 153) и устойчивости фундамента.

В общем случае, когда основания фундамента произвольной формы, последнее требование сводится к тому, что равнодействующая всех внешних сил, считая также и вес фундамента с плитой и колонной, должна проходить внутри ядра площади основания, а в частности, при квадратном основании, оно выражается ур. 155.

Напишем теперь ур. 155 в несколько иной форме, а именно внесем в него отдельно вес контр-груза P (плечо p), вес плиты и колонны G_1 и вес фундамента G_0 , тогда мы получим уравнение

$$Q \cdot a + G \cdot c - P \cdot p \leq \frac{1}{6} (Q + G + P + G_1 + G_0) \cdot u \dots \dots \dots (196), +$$

в самой общей форме выражающее условие устойчивости крана на колонне вместе с его фундаментом квадратного сечения.

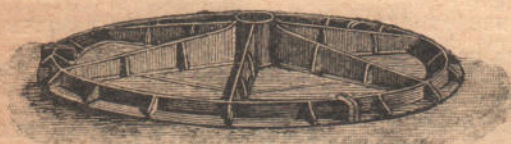
Назначим в этом уравнении вес фундамента $G=0$, а размер u отнесем к нижнему очертанию квадратной же фундаментной плиты, тогда мы получим уравнение

$$Q \cdot a + G \cdot c - P \cdot p \leq \frac{1}{6} u \cdot (Q + G + P + G_1) \dots \dots \dots (197),$$

решая которое совместно с подобным же образом распространенным ур. 153, т.-е.

$$u_2 \cdot b_{\max} \geq 2 (Q + G + P + G_1) \dots \dots \dots (198),$$

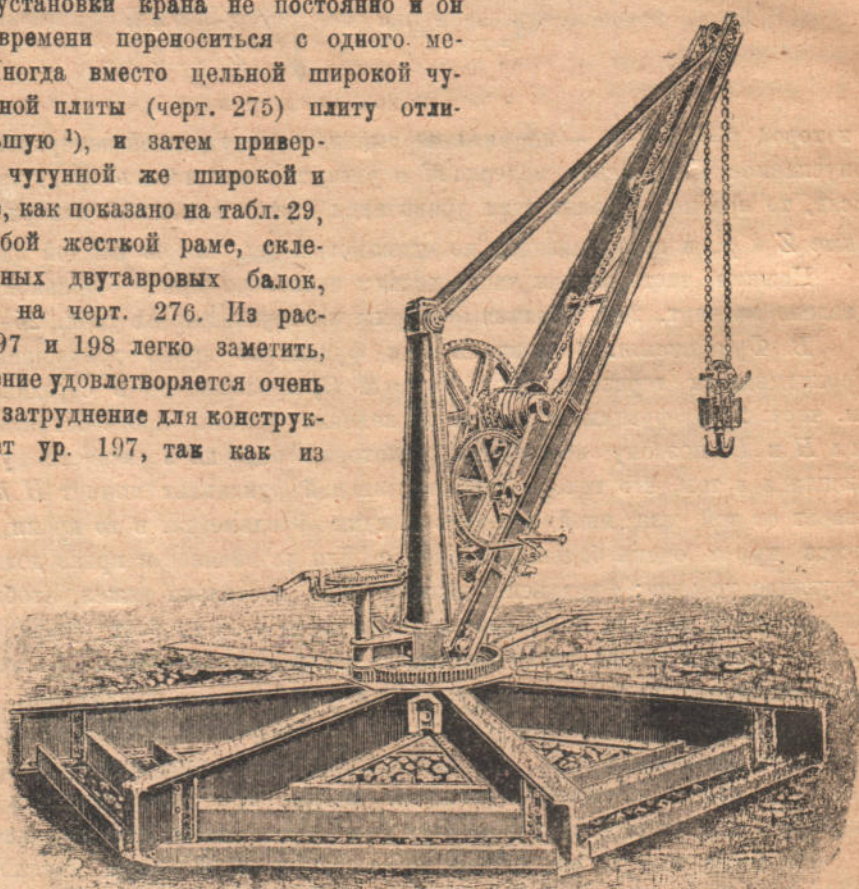
мы найдем вес и ширину квадратной плиты, при которых кран будет стоять вполне устойчиво без всякого фундамента, так как равнодействующая всех действующих на кран сил будет проходить внутри ядра площади основания фундаментной плиты. При другой форме плиты, напр., представленной на черт. 275, в ур. 197 и 198



Черт. 275.

войдут другие коэффициенты, но общий вид уравнений не изменится.

Краны без фундамента очень удобны в том случае, если место установки крана не постоянно и он должен время от времени переноситься с одного места на другое. Иногда вместо цельной широкой чугунной фундаментной плиты (черт. 275) плиты отливают лишь небольшую ¹⁾, и затем привертывают ее или к чугунной же широкой и тяжелой подставке, как показано на табл. 29, фиг. 1, или к особой жесткой раме, склепанной из железных двутавровых балок, как представлено на черт. 276. Из рассмотрения ур. 197 и 198 легко заметить, что второе уравнение удовлетворяется очень легко; главное же затруднение для конструктора представляет ур. 197, так как из него размер u основания плиты получается очень широким, даже и при значительном весе плиты, которую для устойчивости нередко специально нагружают чугунными чушками. Для той же цели плиту



Черт. 276.

часто опускают ниже уровня пола мастерской (табл. 29, фиг. 1) и на нее насыпают песок, камни, щебень и прочие строительные материалы.

¹⁾ Собственно отливается плита нормального типа, которую льют по готовым нормам и моделям данного завода, а вторую плиту—более тяжелую и с широким основанием отливают лишь в случае особого требования заказчика.

Пример. Определить размеры квадратной фундаментной плиты для крана на колонне типа указанного на табл. 29, фиг. 1? Пусть заданы — $Q = 6 \text{ tn}$; $G + G_1 = 12 \text{ tn}$, $P = 0$; $a = 5200 \text{ mm}$; $c = -200 \text{ mm}$; $\delta = 0,01 \text{ kg/mm}^2$.

На основании ур. 198 (смятие грунта) находим

$$u^3 \geq 100 \cdot (6000 + 12.000), \text{ откуда } u \geq 1897 \text{ mm};$$

на основании ур. 197 (условие устойчивости) находим

$$u \geq \frac{(6000,5 \cdot 200 - 12000 \cdot 200)}{6000 + 12000}, \text{ откуда } u \geq 9600 \text{ mm},$$

Такую широкую плиту было бы очень дорого осуществить, поэтому рассчитаем другую плиту в предположении, что кран будет опущен на 1 метр ниже уровня пола и вся плита будет загружена песком. Предположим, что плита будет около 4 м в квадрате, тогда вес лежащего на ней песка будет около $4 \cdot 4 \cdot 1500 = 24000 \text{ kg}$. Внесем этот вес, способствующий устойчивости крана, в знаменатель ур. 187, тогда мы получим

$$u \geq \frac{6 \cdot (6000,5 \cdot 200 - 12000 \cdot 200)}{6000 + 12000 + 24000}, \text{ откуда } u \geq 4114 \text{ mm},$$

размер, в конструктивном отношении вполне возможный.

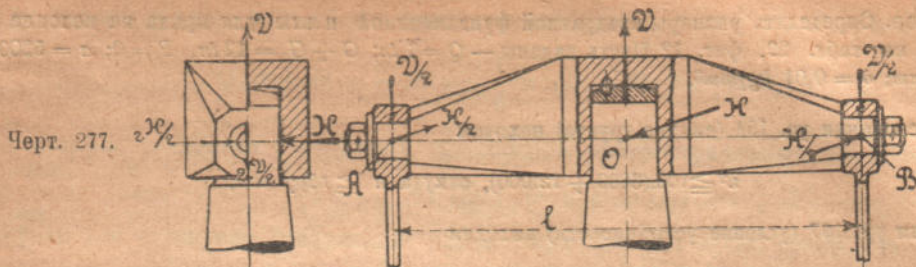
Г. Таверса, или верхняя опора крана (Traverse, Kopfstück; Traverse Posthead girder, Post head). Траверса крана на колонне нагружена следующими силами (черт 277): в середине V и H — от действия на нее реакций колонны; на концах попарно силы $V/2$ и $H/2$ — от действия на нее щитов или вообще фермы крана. Желательно, если позволяют обстоятельства, придать траверсе форму, указанную на черт 277; траверса — здесь прямая балка — и все действующие на нее горизонтальные силы лежат в одной горизонтальной плоскости (так как точки A , O и B лежат на одной горизонтали). В виду этого в этом случае траверса будет испытывать изгиб в двух плоскостях: в вертикальной — под действием вертикальных сил, и горизонтальной — под действием горизонтальных сил. Расчетные моменты для среднего сечения траверсы соответственно будут

$$M_{\text{гориз.}}^{\text{max}} = \frac{1}{4} V \cdot l \text{ и } M_{\text{верт.}}^{\text{max}} = \frac{1}{4} H \cdot l.$$

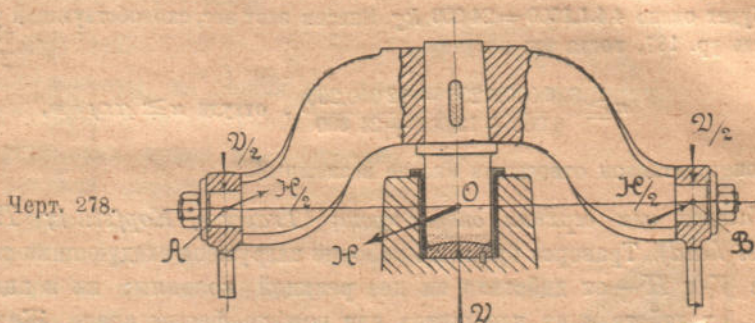
В конструкции черт. 277 колонна сверху оканчивается шипом, входящим внутрь тела траверсы; нередко вместо этого можно видеть обратную конструкцию — шип соединен в одно целое с траверсой, а в колонне делают углубление, как указано на черт. 278. При этом, однако, нужно траверсу изогнуть, чтобы середины шипов, т.е. точки A , O и B , опять лежали бы на одной горизонтали. Траверса тогда также будет находиться в равновесии, но будет испытывать уже не только изгиб — опять также в двух плоскостях, но также и кручение. Вместо того, чтобы изгибать траверсу, как представлено на черт. 278, ее можно выполнить и в виде прямой балки (черт. 279), но тогда ее обязательно нужно прочно скрепить со щитами крана посредством нескольких болтов, чтобы траверса не могла вывернуться под действием выворачивающего ее момента $H \cdot e$, где e — вертикальное расстояние от середины опорного шипа до центра скрепляющих болтов.

Траверса, представленная на черт. 279, кроме изгиба, как и траверса на черт. 278, будет испытывать еще скручивание моментом $M_{\text{крут.}} = H \cdot e$, где e — расстояние от середины шипа до центра тяжести поперечного сечения траверсы.

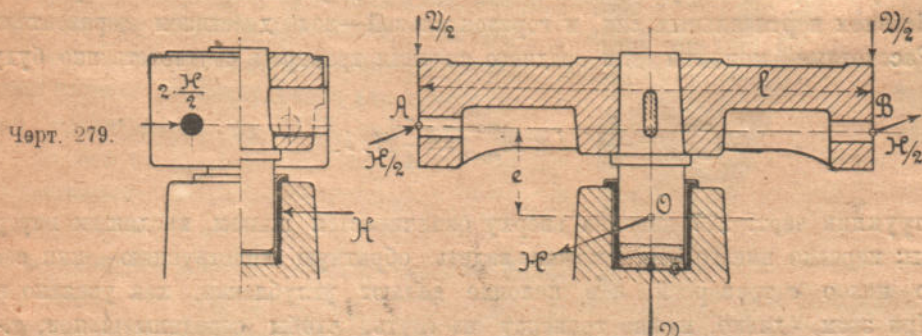
Конструкция траверсы, изображенная на черт. 280, принципиально неправильна; такая траверса опорой крана служить не может, так как под действием момента $H \cdot e$ она будет вывертываться на своих шипах A и B , будет неправильно изнашивать пяту и шип колонны, легко может вывернуться с места и быть причиной падения крана.



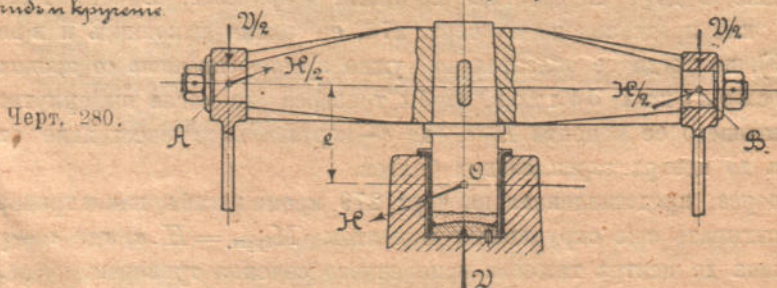
Рациональная конструкция траверсы (А.Ои В-ле-жат на одной горизонтали). Траверса испол-
няется только изгиб.



Рациональная конструкция тавров (А. Он В-
лежат на одной горизонтали). Тавров не
используется из-за и крушение.



Конструкция праверса (О не лежит на горизонталь AB), поэтому мы в нем слышим, что праверсу приспосабливаются со шпанами механическими домантами. Праверс устанавливается в кривизне.



Неправильная, совершенно неподходящая конструкция
праверса (О не касается на горизонтальной ЛБ и на ней
установленной митке). Праверса двукратно нарис К.е
будет ввертываться.

Типы конструкций траверсы и верхней пяты кранов на колонне имеются в Атласе на табл. 25—29.

Д. Нижняя опорная коробка (*Bollenkasten, Rolentraverse; Chape des galets de roulement; Roller casing, Roller box*) обхватывает нижнюю часть колонны и служитместилищем для роликов или катков, которыми кран опирается на колонну; большую часть она отливается из чугуна. С боковых сторон к ней прикрепляются щиты крана или тяги, помощью которых эта коробка привешивается к верхней траверсе крана, и затем нижний конец укосины, хотя нередко также укосина, прикрепляется к нижней опорной коробке с передней ее стороны, как представлено на черт. 263. В первом случае (черт 257 и 258) на коробку действует лишь горизонтальная опорная реакция крана H , и потому при центральном, относительно этой силы, расположении катков ее можно соединить со щитами крана помощью шарнирного соединения. Во втором же случае сила по укосине будет давить на коробку односторонне, будет ее выворачивать; поэтому коробку надо жестко связать со щитами (см. черт. 263), которые и будут удерживать эту коробку, вместе с находящимся внутри ее катками от перекашивания.

Конструкция коробки для роликовой опоры (в совсем легких кранах она обыкновенно представляет подобие престога подшипника для вертикального вала) обыкновенно строится двух типов: в одном случае в коробку со стороны груза вставлены 2 вертикальных болта, на которых как на осях свободно вращаются цилиндрические ролики (черт. 281); во втором случае коробка внутри выточена по цилиндру большего против колонны диаметра, и в образовавшееся кольцевое пространство вложено соответственное число цилиндрических катков—свободно, как указано на черт. 261 и 283 обыкновенно лишь для легких грузов), или связанных вместе, как указано на черт. 282. В первом случае сила H передается роликами на колонну при посредстве тех осей, на которых они вращаются, а во втором случае та же сила передается на колонну непосредственным сжатием катков между двумя цилиндрическими поверхностями.

В конструкции, представленной на черт 281, каждый ролик и его ось пердают силу N , определяемую, как видно из чертежа, уравнением

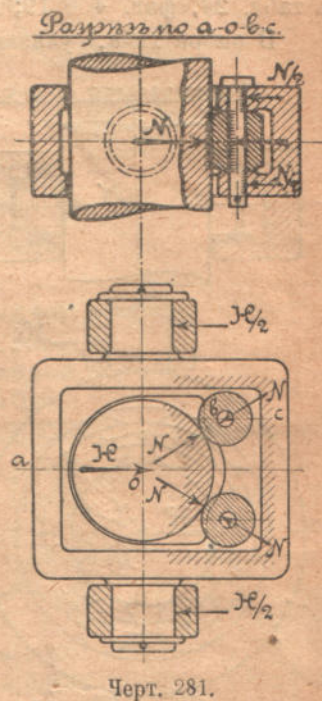
$$N = \frac{H}{2 \cos \alpha} \dots \dots \dots (199),$$

где α —угол между направлениями сил N , обыкновенно принимаемый $\alpha = 60^\circ$. По этой силе необходимо рассчитать размеры оси ролика (изгиб и изнашивание) и самого ролика. Размеры ролика назначают таким образом, чтобы он не слишком сминался в месте прикосновения его к телу колонны, по уравнению

$$N = k \cdot d \cdot l \dots \dots \dots (200),$$

где d и l —диам. и длина по образующей ролика в мм., а k —коэффициент, принимаемый обыкновенно

для чугунной колонны и роликов $k \leq 0,30 \text{ kg/mm}^2$.
 „ стальной „ „ „ $k \leq 0,75$ „

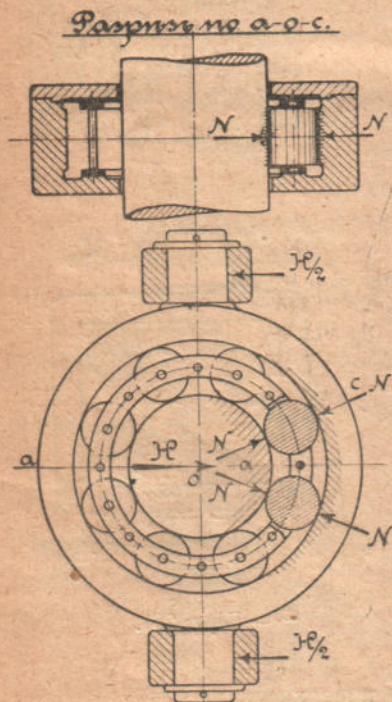


Диаметр δ оси, на которой вращается ролик, рассчитывается на изгиб и на изнашивание ее роликом, при чем в виду очень медленного вращения можно принимать напряжение изнашивания $k = 1,3$ до $1,5 \text{ kg/mm}^2$. В виде проверки расчета может служить указываемое некоторыми конструкторами требование, чтобы диам. ролика был в 4—5 раз больше оси, на которой он вращается.

$$d \geq 4 \text{ до } 5 \delta.$$

Если кран без контр-груза и центр тяжести крана находится на стороне, где привешивается груз, то на противоположной стороне можно свободно обойтись простой скользящей опорой, в противном же случае там также лучше устроить такую же роликовую опору. Конструктивные примеры опор этого типа имеются в Атласе на табл. 25, фиг. 8 (неустойчивая конструкция на одном только центральном ролике) на фиг. 17; на табл. 26, фиг. 4 и 19; на табл. 27, фиг. 19 и 20.

В опоре типа, указанного на черт. 282, обыкновенно принимают, что вся на-



Черт. 282.

грузка H передается от коробки к колонне при посредстве лишь двух ближайших к оси симметрии катков, а все остальные катки в работе не участвуют. В данном случае, следовательно, опять сила H , сжимающая каток, будет определяться уравнением 199, но угол α для данного случая будет равен $\alpha = 360/n$, где n — число катков в опоре.

При $n = 6, \alpha = 60^\circ, \cos 30^\circ = 0,867, N_6 = 0,576 H$;
 „ „ $= 8, \alpha = 45^\circ, \cos 22,5^\circ = 0,924, N_8 = 0,541 H$;
 „ „ $= 9, \alpha = 40^\circ, \cos 20^\circ = 0,940, N_9 = 0,532 H$;
 „ „ $= 10, \alpha = 36^\circ, \cos 18^\circ = 0,951, N_{10} = 0,526 H$.

Катки рассчитываются, как было указано для роликов предыдущей конструкции. Большею частью их делают сплошными с шипами на концах, которыми они вставляются в два, скрепляющих все катки, тонких кольца. В небольших кранах нижнее кольцо непосредственно лежит на выступающей внизу части коробки, как показано на черт. 282, а также в Атласе на табл. 26, фиг. 14—15 (кольца с катками) и фиг. 12—13 (коробка для катков); в больших же тяжелых кранах, вся подвижная конструкция колец с катками — рамка для роликов или катков (*Rollenkäfig*,

Lanterne à rouleaux; Roller cage) в свою очередь также покоится на поддерживающих ее каточках (табл. 29, фиг. 5) или шариках (таб. 28, фиг. 11—12). Конструкция на черт. 281 занимает меньше места, так что щиты ворота здесь можно ближе поставить один от другого, но зато катки получаются довольно толстыми, и, кроме того, при вращении крана появляется значительное сопротивление трения скольжения роликов на их осях; этот последний недостаток устранен в типе на черт. 282, но конструкция эта требует больше места, и щиты ворота обыкновенно приходится представлять значительно шире.

В конструкции, представленной на черт. 261, наибольшее усилие, сжимающее каток, можно считать по Штрибеку *),

$$N_{max} = \frac{5}{n} \cdot H = m \cdot H \dots \dots \dots (201),$$

где n — полное число катков в опоре.

*) Zeitschr. d. Vereines deutscher Ingenieure 1901, стр. 73.

При $n = 16 \quad 18 \quad 20 \quad 24 \quad 28 \quad 32 \quad 36 \quad 40$ катков,
 $m = 0,312 \quad 0,278 \quad 0,250 \quad 0,208 \quad 0,178 \quad 0,156 \quad 0,139 \quad 0,125$.

Расчет катков или шариков в опоре типа черт. 283 можно произвести еще и другим образом. Примем, что сила нажатия на центральный каток будет N_0 , а сила на любой другой каток N_x ; предположим, что $N_x = N_0 \cdot \cos \alpha_x$ — угол между этими двумя силами, т.-е. будем считать, что закон распределения сил N_x по окружности колонны тот же, что и для напряжений на поверхности цилиндрического шипа. Спроектируем все силы N_x на направление сил H и N_0 и найдем условие равновесия всех этих проекций, тогда мы получим условие

$$H = N_0 + 2 \sum N_x \cdot \cos \alpha_x \text{ или } H = N_0 (1 + 2 \sum \cos^2 \alpha_x),$$

откуда находим

$$N_0 = \frac{H}{1 + 2 \sum \cos^2 \alpha_x}$$

Так как катки в работе могут несколько перекошиться, и так как, кроме того, очень трудно точно собрать всю опору, полученную величину для P_0 рекомендуется увеличить на 25%, и, таким образом, получается расчетное уравнение для определения наибольшего давления на каток

$$N_{max} = \frac{1,25}{1 + 2 \sum \cos^2 \alpha_x} \cdot H \dots (202).$$

Пример 1. $n = 20$; $\alpha = 360/20 = 18^\circ$.

$\alpha_1 = 18^\circ$,	$\cos 18^\circ = 0,951$,	$\cos^2 18^\circ = 0,9044$,
$\alpha_2 = 36^\circ$,	$\cos 36^\circ = 0,809$,	$\cos^2 36^\circ = 0,6545$,
$\alpha_3 = 54^\circ$,	$\cos 54^\circ = 0,588$,	$\cos^2 54^\circ = 0,3457$,
$\alpha_4 = 72^\circ$,	$\cos 72^\circ = 0,309$,	$\cos^2 72^\circ = 0,0955$,
$\sum \cos^2 \alpha_x = \cos^2 18^\circ + \cos^2 36^\circ + \cos^2 54^\circ + \cos^2 72^\circ =$		$2,0001$;
$1 + 2 \sum \cos^2 \alpha_x =$		$5,0002$;

$$N_{max} = \frac{1,25}{5,002} \cdot H \approx 0,25 H.$$

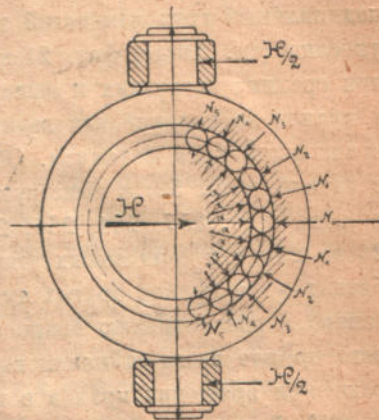
Пример 2. $n = 40$; $\alpha = 360/40 = 9^\circ$.

$\alpha_1 = 9^\circ$,	$\cos 9^\circ = 0,988$,	$\cos^2 9^\circ = 0,9761$,
$\alpha_2 = 18^\circ$,	$\cos 18^\circ = 0,951$,	$\cos^2 18^\circ = 0,9044$,
$\alpha_3 = 27^\circ$,	$\cos 27^\circ = 0,891$,	$\cos^2 27^\circ = 0,7939$,
$\alpha_4 = 36^\circ$,	$\cos 36^\circ = 0,809$,	$\cos^2 36^\circ = 0,6545$,
$\alpha_5 = 45^\circ$,	$\cos 45^\circ = 0,707$,	$\cos^2 45^\circ = 0,4998$,
$\alpha_6 = 54^\circ$,	$\cos 54^\circ = 0,588$,	$\cos^2 54^\circ = 0,3457$,
$\alpha_7 = 63^\circ$,	$\cos 63^\circ = 0,454$,	$\cos^2 63^\circ = 0,2061$,
$\alpha_8 = 72^\circ$,	$\cos 72^\circ = 0,309$,	$\cos^2 72^\circ = 0,0955$,
$\alpha_9 = 81^\circ$,	$\cos 81^\circ = 0,156$,	$\cos^2 81^\circ = 0,0243$,
$\sum \cos^2 \alpha_x$		$= 4,5003$;
$1 + 2 \sum \cos^2 \alpha_x$		$= 10,0006$;

$$N_{max} = \frac{1,25}{10,0006} H \approx 0,125 H.$$

Как видно, результаты получаются совпадающими с формулой 201, которая составлена проф. Штрибеком эмпирически, сообразуясь с результатами ряда произведенных им опытов.

55. Расчет механизма для вращения крана на колонне. При каждом повороте вращающегося крана в его опорах, верхней и нижней, возникают противодействующие этому вращению сопротивления трения. Эти сопротивления, а также и размеры опор крана главным образом зависят от типа крана и от величины возникающих в опорах крана реакций; в кране с двумя внешними опорами (напр. типа литейного) мы имеем простые шип и пату, и кроме того горизонтальные реакции в опорах H , благодаря



Черт. 283.

большой сравнительно высоте h крана между этими опорами, получаются не особенно значительными; в кранах на колонне мы имеем довольно толстое сечение колонны в нижней ее части, и кроме того реакции H в опорах этих кранов получаются довольно значительными. Поэтому краны типа литейного даже при большом вылете a и значительной нагрузке Q можно без особого труда повернуть простым нажатием рукой на поднимаемый груз или тягой за особую цепь, прикрепленную к концу поперечины или укосины (см. Атлас, фиг. 21 на табл. 22—23). В кранах на колонне, наоборот, даже при средних нагрузках и вылете кран повернуть бывает значительно труднее и потому у кранов на колонне для возможности вращения крана приходится строить особый вращающий кран механизм. Общее описание такого механизма было дано уже выше, в начале главы 53, а конструктивное выполнение деталей этого механизма можно видеть на черт. 257, 264, 265, 266, и затем в Атласе во многих местах на таблицах от 24 до 29—для описанных типов кранов на колонне, и также на последующих таблицах—для кранов других типов, т. е. типа Фэрбэрна, велосипедных и пр. Перейдем теперь к рассмотрению вопроса о расчете этих механизмов в кране на колонне, для чего прежде всего займемся выяснением тех вредных сопротивлений, которые возникают при вращении кранов в их опорах.

А. Верхняя опора крана на колонне большею частью выполняется в виде нормального шипа, снабженного кроме того еще опорной торцевой поверхностью. Пусть d_m и d_n будут диаметры рабочих поверхностей шипа и пяты, тогда при вращении крана в этой опоре под действием реакции V и H возникнет момент сопротивления (трения скольжения), равный

$$M_{\text{верхн.}} = V \cdot f \cdot \frac{d_n}{4} + H \cdot f \cdot \frac{d_m}{2} \dots \dots \dots (203).$$

В этом уравнении диаметры шипа d_m и пяты d_n могут быть одинаковы, как представлено на черт. 277—280, но это отнюдь не обязательно и во многих случаях практики можно видеть установленной на шипе стальную пятую другого диаметра, как показано на фиг. 9 табл. 25 Атласа. Нередко для облегчения движения простые опоры скользящего трения здесь заменяются опорами шариковым или на катках (см. черт. 260; в Атласе на табл. 28, фиг. 13; табл. 30—31, фиг. 15). Сопротивление трения такой опоры катящегося трения определяется в виде некоторых условных сил, приложенных—одна на окружности круга, описываемого при вращении крана центрами шариков, а другая на окружности шипа, так что полный момент сопротивления верхней опоры крана при вращении крана, в случае устройства ее на шариках или на катках, может быть определено уравнением

$$M_{\text{верхн.}} = V \cdot f' \cdot \frac{d_0}{2} + H \cdot f'' \cdot \frac{d_m}{2} \dots \dots \dots (204),$$

в котором d_0 —диаметр средней окружности катания шариков или конических катков на пяте ($d_0=110 \text{ mm}$ в фиг. 13 на табл. 28), а f' и f'' два опытных числовых коэфф-та (отвлеченные числа), которые при обычных средних относительных размерах верхней опоры крана, можно принимать

0,004	для опор на шариках (шип или пята),
0,006—0,010—	„ „ „ цилиндрических катках (шип),
0,02—0,04 —	„ „ „ конических катках (пята).

Часто верхняя опора строится смешанного типа (черт. 260, и в Атласе на табл. 28, фиг. 13) частью как опора скользящего трения, а частью как опора трения качения; на основании ур. 203 и 204, взяв из каждого из них соответствующие члены, не трудно согласно указанным данным, подсчитать получающийся момент сопротивления движения крана в верхней его опоре и для этого частного случая.

Нижняя опора. В легких кранах нижняя опора обыкновенно является простой опорой трения скольжения с бронзовым вкладышем, а иногда и без такового (черт. 259). Момент сопротивления вращения для такой простой опоры определяется общеизвестным ур. Прикладной механики

$$M_{\text{нижн}} = H \cdot \frac{4}{\pi} \cdot f \cdot \frac{D}{2} \dots \dots \dots (205),$$

в котором D — диам. цилиндрической поверхности в нижней части колонны.

Большую часть однако нижняя опора крана на колонне выполняется на катках по указанным выше типам на черт. 281 — с двумя катками, вращающимися на своих осях, или на черт. 282 и 283 — со многими катками, перекатывающимися между двумя концентрическими цилиндрическими поверхностями.

Предположим, что нижняя опора крана выполнена по типу черт. 281 и притом кроме обозначений, которые там введены (см. ур. 199 и 200) еще примем D — диаметр цилиндрической поверхности колонны, по которой катятся катки. С достаточной для практики прочностью можно трение качения катков на цилиндре принимать равным трению качения катков на плоскости, поэтому сопротивление движению одного катка на колонне, отнесенное к центру катка, определится формулой (ур. 177, но с другими обозначениями)

$$T = N \cdot \left(f \cdot \frac{\delta}{d} + 2 \frac{\Delta}{d} \right);$$

для двух катков, принимая во внимание ур. 199, мы получим

$$2T = \frac{H}{\cos \alpha/2} \left(f \cdot \frac{\delta}{d} + 2 \frac{\Delta}{d} \right),$$

следовательно момент сопротивления движения катков по отношению к оси колонны, являющейся осью вращения всего крана, определится, если мы сопротивление обоих катков умножим на растяжение от центра катков до центра колонны, т. е. на $\frac{1}{2} \cdot (D + d)$; сделав это получим:

$$M_{\text{нижн}} = \frac{H}{\cos \alpha/2} \cdot \left(f \cdot \frac{\delta}{2} + \Delta \right) \cdot \frac{D + d}{d} \dots \dots \dots (206).$$

Если опора выполнена по типу черт. 282 или 283, т. е. с катками, двигающимися между двумя концентрическими цилиндрическими окружностями, то явление несколько усложняется и потому мы прямо приведем результаты анализа этого механизма

$$M_{\text{нижн}} = H \cdot \Delta \cdot \frac{D + d}{d} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha/2}{\alpha/2} \dots \dots \dots (207),$$

при чем в знаменателе второй части угол $\alpha/2$ надлежит брать не в градусах, а в долях π *).

Полное сопротивление вращения крана вокруг колонны на основании вышеизложенного следовательно будет равен сумме сопротивлений в верхней и нижней опоре

$$M_{\text{кр.}} = M_{\text{верхн.}} + M_{\text{нижн.}},$$

определяемых ур. 203—204 и 205—207.

*) См. *Grashof, Theoretische Maschinenlehre*. II, 306.

при 6 катках — $\operatorname{tg} \alpha/2 : \alpha/2 = 1,10$.

„ 8 „ — „ : „ = 1,06.

Зубчатая передача. Пусть мы имеем кран на колонне по типу черт. 257, тогда, принимая во внимание описание механизма для вращения этого крана, а также данные Прикладной механики, относительно движений планетных соединений зубчатых колес, мы можем написать отношение угловых скоростей вертикального вала (ω) передачи и самого крана (Ω)

$$\frac{\omega}{\Omega} = \frac{Z_0 \pm z}{z} \dots \dots \dots (208); \quad \dagger$$

при чем Z_0 — число зубцов неподвижно укрепленного на колонне или фундаменте зубчатого колеса, z — число зубцов, зацепляющейся с этим колесом шестерней, знак $+$ надо брать, если мы имеем зацепление внешнее (черт. 264—266), и знак $-$, если зацепление внутреннее (черт. 257).

Так как на основании равенства работ вращающие моменты вокруг двух осей механизма обратно пропорциональны угловым скоростям вращения вокруг тех же осей, то можно написать

$$\frac{1}{\eta'} \cdot M_{кр} : M_e = \omega : \Omega = (Z_0 \pm z) : z,$$

откуда получим

$$M_e = \frac{z}{Z_0 \pm z} \cdot \frac{M_{кр}}{\eta'} \dots \dots \dots (209),$$

момент, который нужно развить на вертикальном валу передачи, чтобы повернуть кран вокруг неподвижно стоящей колонны, считая η' — коэфф-т полезного действия планетной зубчатой передачи.

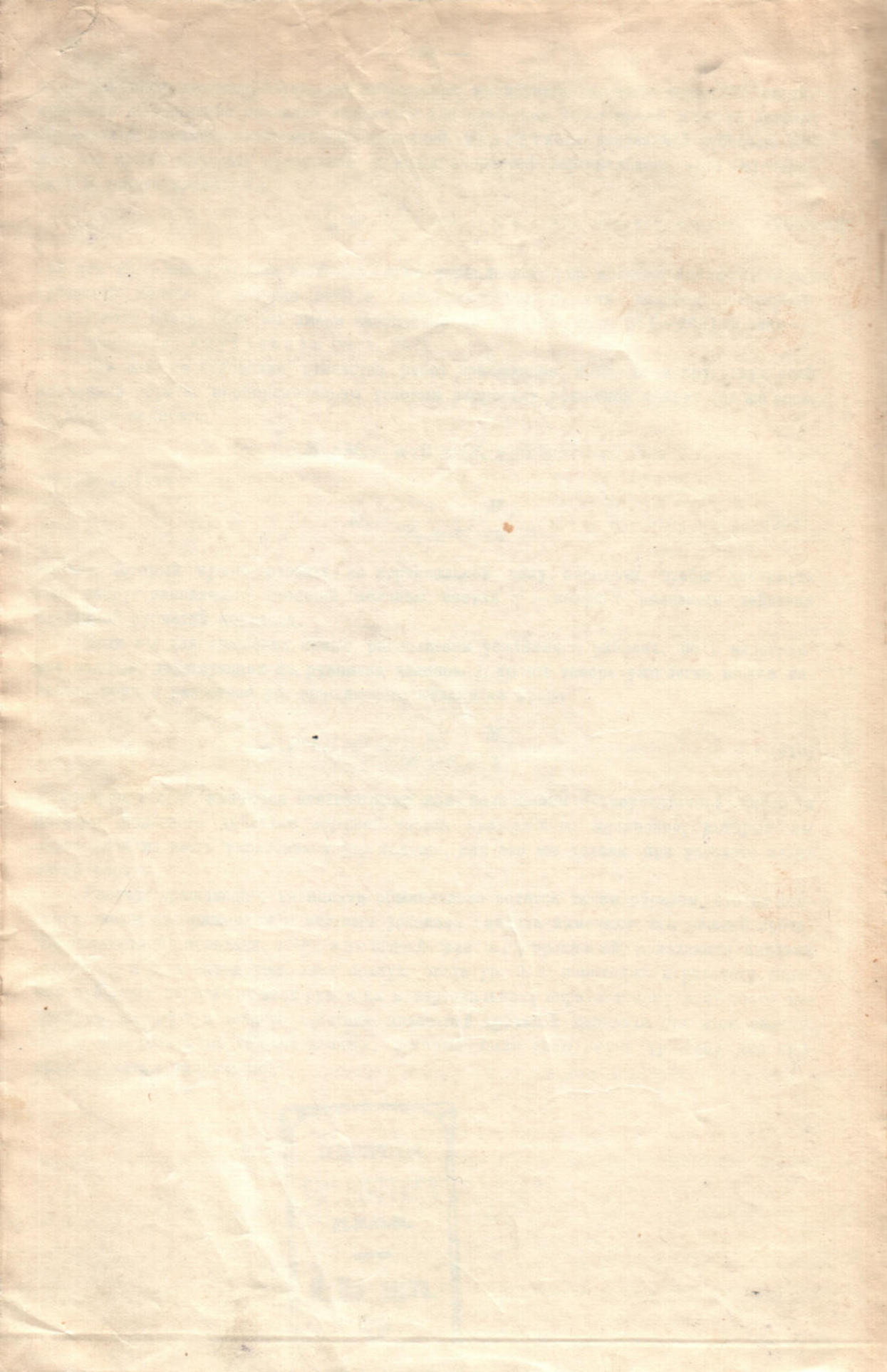
Если мы для вращения крана располагаем усилиями n рабочих, по p килограммов каждый, действующих на рукоятке длиною l , то мы теперь уже легко можем написать полное расчетное ур. вращающего механизма крана

$$n \cdot p \cdot l \cdot i \cdot \eta'' = \frac{z}{Z \pm z} \cdot \frac{M_{кр}}{\eta'} \dots \dots \dots (210) \quad \dagger$$

в котором i и η'' являются неизвестными как величинами — передаточное число и коэфф-т полезного действия *верхней части* вращающего механизма, которые мы определяем из этого уравнения точно так же, как это мы делали при расчете механизма ворота.

Расчет вращающего механизма обыкновенно ведется таким образом, что по конструктивным соображениям и местным условиям сначала намечают тип нижней зубчатой (планетной) передачи, т.-е. внешней или внутренней, и задаются числами зубцов Z_0 и z , а затем уже, зная правую часть ур. 210, переходят к расчету верхних зубчатых передач от вала рукоятки к вертикальному передаточному валу этого механизма. Коэфф-т полезного действия планетной зубчатой передачи при этом расчете можно определять по тем же данным, которые были даны выше (ур. 133) для простых зубчатых зацеплений.





3p

